

IN THE UNITED STATES PATENT & TRADEMARK OFFICE

Re: Application of: **AHNERT et al.**
Serial No.: To Be Assigned
Filed: Herewith as national phase of International Application
No. PCT/DE03/00994, filed March 26, 2003
For: **TWIN CLUTCH SYSTEM FOR A TRANSMISSION,
PARTICULARLY FOR A TWIN CLUTCH TRANSMISSION**

LETTER RE: PRIORITY

Mail Stop PCT
Commissioner for Patents
P.O. Box 1450
Alexandria, VA 22313-1450

September 13, 2004

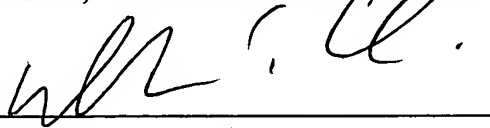
Sir:

Applicant hereby claims priority of German Patent Application No. 102 13 618.1, filed March 27, 2002, and German Patent Application No. 102 36 290.4, filed August 8, 2002 through International Patent Application Serial No. PCT/DE03/00994, filed March 26, 2003.

Respectfully submitted,

DAVIDSON, DAVIDSON & KAPPEL LLC

By


William C. Gehris
Reg. No. 38,156

Davidson, Davidson & Kappel, LLC
485 Seventh Avenue, 14th Floor
New York, New York 10018
(212) 736-1940



REC'D 19 MAY 2003

WIPO

PCT

**Prioritätsbescheinigung über die Einreichung
einer Patentanmeldung**

Aktenzeichen: 102 13 618.1

Anmeldetag: 27. März 2002

Anmelder/Inhaber: LuK Lamellen und Kupplungsbau Beteiligungs KG,
Bühl, Baden/DE

Bezeichnung: Doppelkupplungsgetriebe für ein Kraftfahrzeug Ver-
fahren und Einrichtung zur Erkennung der Schaltab-
sicht und/oder Auskuppelschwelle bei einem Kraft-
fahrzeug

IPC: B 60 K 17/02

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ur-
sprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

München, den 14. Februar 2003
Deutsches Patent- und Markenamt
Der Präsident
Im Auftrag

**PRIORITY
DOCUMENT**
SUBMITTED OR TRANSMITTED IN
COMPLIANCE WITH RULE 17.1(a) OR (b)

BEST AVAILABLE COPY

LuK Lamellen und Kupplungsbau
Beteiligungs KG
Industriestraße 3
77815 Bühl

GS 0587

Patentansprüche

5 Doppelkupplungsgetriebe für ein Kraftfahrzeug, gekennzeichnet durch mindestens eines in den nachfolgenden Anmeldungsunterlagen enthaltenen Merkmale oder durch die Kombination von mindestens zwei dieser Merkmale.

LuK Lamellen und Kupplungsbau
Beteiligungs KG
Industriestraße 3
77815 Bühl

GS 0587

Doppelkupplungsgetriebe für ein Kraftfahrzeug Verfahren und Einrichtung
zur Erkennung der Schaltabsicht und/oder Auskuppelschwelle bei einem
Kraftfahrzeug.

5

Die vorliegende Erfindung betrifft ein Doppelkupplungsgetriebe für ein Kraftfahrzeug.

10

Gemäß Figur 1 weist ein Fahrzeug 1' eine Antriebseinheit 2', wie einen Motor oder eine Brennkraftmaschine auf. Weiterhin sind im Antriebsstrang des Fahrzeuges 1' ein Drehmomentübertragungssystem 3' und ein Getriebe 4' angeordnet. In diesem Ausführungsbeispiel ist das Drehmomentübertragungssystem 3' im Kraftfluss zwischen Motor und Getriebe angeordnet, wobei ein Antriebsmoment des Motors über das Drehmomentübertragungssystem 3' an das Getriebe 4' und von dem Getriebe 4' abtriebsseitig an einer Abtriebswelle 5' und an eine nachgeordnete Achse 6' sowie an die Räder 6a' übertragen wird.

15

Das Drehmomentübertragungssystem 3' ist als Kupplung, wie z. B. als Reibungskupplung, Lamellenkupplung, Magnetpulverkupplung oder Wandlerüberbrückungskupplung ausgestaltet, wobei die Kupplung eine selbsteinstellende oder eine verschleißausgleichende Kupplung sein kann.

20

Das Drehmomentübertragungssystem 3' kann weiterhin als Anfahrkupplung und/oder Wendesatzkupplung zur Drehrichtungsumkehr und/oder Sicherheitskupplung mit einem gezielt ansteuerbaren übertragbaren Drehmoment ausgestaltet sein. Das Drehmomentübertragungssystem 3' kann eine Trockenreibungskupplung oder eine nass laufende Reibungskupplung sein, die beispielsweise in einem Fluid läuft. Ebenso kann sie ein Drehmomentwandler sein.

Das Drehmomentübertragungssystem 3' weist eine Antriebsseite 7' und eine Abtriebsseite 8' auf, wobei ein Drehmoment von der Antriebsseite 7' auf die Antriebsseite 8' übertragen wird, indem z. B. die Kupplungsscheibe 3a' mittels der Druckplatte 3b', der Tellerfeder 3c' und dem Ausrücklager 3e' sowie dem Schwungrad 3d' kraftbeaufschlagt wird. Zu dieser Beaufschlagung wird der Ausrückhebel 20' mittels einer Betätigungseinrichtung, z. B. einem Aktor, betätigt.

Die Ansteuerung des Drehmomentübertragungssystem 3 erfolgt mittels einer Steuereinheit 13', wie ein Steuergerät, welches die Steuerelektronik 13a' und den Aktor 13b' umfassen kann. In einer anderen vorteilhaften Ausführung können der Aktor 13b' und die Steuerelektronik 13a' auch in zwei unterschiedlichen Baueinheiten, wie Gehäusen, angeordnet sein.

Die Steuereinheit 13' kann die Steuer- und Leistungselektronik zur Ansteuerung des Antriebsmotors 12' des Aktors 13b' enthalten. Dadurch kann beispielsweise

vorteilhaft erreicht werden, dass das System als einzigen Bauraum den Bauraum für den Aktor 13b' mit Elektronik benötigt. Der Aktor 13b' besteht aus dem Antriebsmotor 12', wie z. B. einem Elektromotor, wobei der Elektromotor 12' über ein Getriebe, wie z. B. ein Schneckengetriebe oder ein Stirnradgetriebe oder ein Kurbelgetriebe oder ein Gewindespindelgetriebe, auf einen Geberzylinder 11' wirkt. Diese Wirkung auf den Geberzylinder 11' kann direkt oder über ein Gestänge erfolgen.

Die Bewegung des Ausgangsteiles des Aktors 13b', wie z. B. des Geberzylinderkolbens 11a', wird mit einem Kupplungswegsensor 14' detektiert, welcher die Position oder Stellung oder die Geschwindigkeit oder die Beschleunigung einer Größe detektiert, welche proportional zur Position bzw. Einrückposition respektive der Geschwindigkeit oder Beschleunigung der Kupplung ist. Der Geberzylinder 11' ist über eine Druckmittelleitung 9', wie z. B. Hydraulikleitung, mit dem Nehmerzylinder 10' verbunden. Das Ausgangselement 10a' des Nehmerzylinders ist mit dem Ausrückmittel 20', z. B. einem Ausrückhebel, wirkverbunden, so dass eine Bewegung des Ausgangsteiles 10a' des Nehmerzylinders 10' bewirkt, dass das Ausrückmittel 20' ebenfalls bewegt oder verkippt wird, um das von der Kupplung 3' übertragbare Drehmoment anzusteuern.

Der Aktor 13b' zur Ansteuerung des übertragbaren Drehmoments des Drehmomentübertragungssystem 3 kann druckmittelbetätigbar sein, d. h., er kann einen Druckmittelgeber- und Nehmerzylinder aufweisen. Das Druckmittel kann beispielsweise ein Hydraulikfluid oder ein Pneumatikmedium sein. Die Betäti-

gung des Druckmittelgeberzylinders kann elektromotorisch erfolgen, wobei der als Antriebselement 12' vorgesehene Elektromotor 12' elektronisch angesteuert werden kann. Das Antriebselement 12' des Aktors 13b' kann neben einem elektromotorischen Antriebselement auch ein anderes, beispielsweise druckmittelbetätigtes Antriebselement sein. Weiterhin können Magnetaktoren verwendet werden, um eine Position eines Elementes einzustellen.

Bei einer Reibungskupplung erfolgt die Ansteuerung des übertragbaren Drehmomentes dadurch, dass die Anpressung der Reibbeläge der Kupplungsscheibe zwischen dem Schwungrad 3d' und der Druckplatte 3b' gezielt erfolgt. Über die Stellung des Ausrückmittels 20', wie z. B. einer Ausrückgabel oder eines Zentralausrückers kann die Kraftbeaufschlagung der Druckplatte 3b' respektive der Reibbeläge gezielt angesteuert werden, wobei die Druckplatte 3b' dabei zwischen zwei Endpositionen bewegt und beliebig eingestellt und fixiert werden kann. Die eine Endposition entspricht einer völlig eingerückten Kupplungsposition und die andere Endposition einer völlig ausgerückten Kupplungsposition. Zur Ansteuerung eines übertragbaren Drehmomentes, welches beispielsweise geringer ist als das momentan anliegende Motormoment, kann beispielsweise eine Position der Druckplatte 3b' angesteuert werden, die in einem Zwischenbereich zwischen den beiden Endpositionen liegt. Die Kupplung kann mittels der gezielten Ansteuerung des Ausrückmittels 20' in dieser Position fixiert werden. Es können aber auch übertragbare Kupplungsmomente angesteuert werden, die definiert über den momentan anstehenden Motormomenten liegen. In einem solchen Fall können die aktuell anstehenden Motormomente übertragen wer-

den, wobei die Drehmoment-Ungleichförmigkeiten im Antriebsstrang in Form von beispielsweise Drehmomentspitzen gedämpft und/oder isoliert werden.

Zur Ansteuerung des Drehmomentübertragungssystems 3' werden weiterhin
5 Sensoren verwendet, die zumindest zeitweise die relevanten Größen des gesamten Systems überwachen und die zur Steuerung notwendigen Zustandsgrößen, Signale und Messwerte liefern, die von der Steuereinheit verarbeitet werden, wobei eine Signalverbindung zu anderen Elektroeinheiten, wie beispielsweise zu einer Motorelektronik oder einer Elektronik eines Antiblockier-
10 systems (ABS) oder einer Antischlupfregelung (ASR) vorgesehen sein kann und bestehen kann. Die Sensoren detektieren beispielsweise Drehzahlen, wie Raddrehzahlen, Motordrehzahlen, die Position des Lasthebels, die Drosselklappeinstellung, die Gangposition des Getriebes, eine Schaltabsicht und weitere fahrzeugspezifische Kenngrößen.

15 Die Figur 1 zeigt, dass ein Drosselklappensensor 15', ein Motordrehzahlsensor 16', sowie ein Tachosensor 17' Verwendung finden können und Messwerte bzw. Informationen an das Steuergerät 13' weiterleiten. Die Elektroneinheit, wie z. B. Computereinheit, der Steuerelektronik 13a' verarbeitet die Systemeingangsgrößen und gibt Steuersignale an den Aktor 13b' weiter.
20

Das Getriebe ist als z. B. Stufenwechselgetriebe ausgestaltet, wobei die Übersetzungsstufen mittels eines Schalthebels 18' gewechselt werden oder das Getriebe mittels dieses Schalthebels 18' betätigt oder bedient wird. Weiterhin ist an

dem Schalthebel 18' des Handschaltgetriebes zumindest ein Sensor 19b' angeordnet, welcher die Schaltabsicht und/oder die Gangposition detektiert und an das Steuergerät 13' weiterleitet. Der Sensor 19a' ist am Getriebe angelenkt und detektiert die aktuelle Gangposition und/oder eine Schaltabsicht. Die

5 Schaltabsichtserkennung unter Verwendung von zumindest einem der beiden Sensoren 19a', 19b' kann dadurch erfolgen, dass der Sensor ein Kraftsensor ist, welcher die auf den Schalthebel 18' wirkende Kraft detektiert. Weiterhin kann der Sensor aber auch als Weg- oder Positionssensor ausgestaltet sein, wobei die Steuereinheit aus der zeitlichen Veränderung des Positionssignals

10 eine Schaltabsicht erkennt.

Das Steuergerät 13' steht mit allen Sensoren zumindest zeitweise in Signalverbindung und bewertet die Sensorsignale und Systemeingangsgrößen in der Art und Weise, dass in Abhängigkeit von dem aktuellen Betriebspunkt die Steuereinheit Steuer- oder Regelungsbefehle an den zumindest einen Aktor 13b' aus-

15 gibt. Der Antriebsmotor 12' des Aktors 13b', z. B. ein Elektromotor, erhält von der Steuereinheit, welche die Kupplungsbetätigung ansteuert, eine Stellgröße in Abhängigkeit von Messwerten und/oder Systemeingangsgrößen und/oder Signalen der angeschlossenen Sensorik. Hierzu ist in dem Steuergerät 13' ein

20 Steuerprogramm als Hard- und/oder Software implementiert, das die eingehenden Signale bewertet und anhand von Vergleichen und/oder Funktionen und/oder Kennfeldern die Ausgangsgrößen berechnet oder bestimmt.

Das Steuergerät 13' hat in vorteilhafter Weise eine Drehmomentbestimmungseinheit, eine Gangpositionsbestimmungseinheit, eine Schlupfbestimmungseinheit und/oder eine Betriebszustandsbestimmungseinheit implementiert oder es steht mit zumindest einer dieser Einheiten in Signalverbindung. Diese Einheiten
5 können durch Steuerprogramme als Hardware und/oder als Software implementiert sein, so dass mittels der eingehenden Sensorsignale das Drehmoment der Antriebseinheit 2' des Fahrzeuges 1', die Gangposition des Getriebes 4 sowie der Schlupf, welcher im Bereich des Drehmomentübertragungssystem 3' herrscht und der aktuelle Betriebszustand des Fahrzeuges 1' bestimmt werden
10 können. Die Gangpositionsbestimmungseinheit ermittelt anhand der Signale der Sensoren 19a' und 19b' den aktuell eingelegten Gang. Dabei sind die Sensoren 19a', 19b' am Schalthebel und/oder an getriebeinternen Stellmitteln, wie beispielsweise einer zentralen Schaltwelle oder Schaltstange, angelenkt und diese detektieren, beispielsweise die Lage und/oder die Geschwindigkeit dieser Bauteile. Weiterhin kann ein Lasthebelsensor 31' am Lasthebel 30', wie z. B. an einem Gaspedal, angeordnet sein, welcher die Lasthebelposition detektiert. Ein
15 weiterer Sensor 32' kann als Leerlaufschalter fungieren, d. h. bei betätigtem Lasthebel 30' bzw. Gaspedal ist dieser Leerlaufschalter 32' eingeschaltet und bei nicht betätigtem Lasthebel 30' ist er ausgeschaltet, so dass durch diese digitale Information erkannt werden kann, ob der Lasthebel 30' betätigt wird. Der
20 Lasthebelsensor 31' detektiert den Grad der Betätigung des Lasthebels 30'.

Die Figur 1 zeigt neben dem Lasthebel 30' und den damit in Verbindung stehenden Sensoren ein Bremsenbetätigungselement 40' zur Betätigung der Be-

triebsbremse oder der Feststellbremse, wie z. B. Bremspedal, einen Handbremshebel oder ein hand- oder fußbetätigtes Betätigungselement der Feststellbremse. Zumindest ein Sensor 4' ist an dem Betätigungselement 40' angeordnet und überwacht dessen Betätigung. Der Sensor 41' ist beispielsweise als digitaler Sensor, wie z. B. als Schalter, ausgestaltet, wobei dieser detektiert, dass das Betätigungselement 40' betätigt oder nicht betätigt ist. Mit dem Sensor 41' kann eine Signaleinrichtung, wie z. B. eine Bremsleuchte, in Signalverbindung stehen, welche signalisiert, dass die Bremse betätigt ist. Dies kann sowohl für die Betriebsbremse als auch für die Feststellbremse erfolgen. Der Sensor 41' kann jedoch auch als analoger Sensor ausgestaltet sein, wobei ein solcher Sensor, wie beispielsweise ein Potentiometer, den Grad der Betätigung des Bremsbetätigungselements 41' ermittelt. Auch dieser Sensor kann mit einer Signaleinrichtung in Signalverbindung stehen.

Es wird nachfolgend ein erfindungsgemäßes Doppelkupplungsgetriebe mit gemeinsam genutzten Antriebsrädern für die Vor- und Rückwärtsgänge näher erläutert.

Dabei besteht die Aufgabe der vorliegenden Erfindung darin, bei einem Doppelkupplungsgetriebe Bauraum zu gewinnen.

Zu der Erfindung führten die folgenden Überlegungen. Doppelkupplungsgetriebe (DKG) können unter Last geschaltet werden und somit die gleiche Schaltqualität wie bekannte Automatgetriebe bieten. Ihr Vorteil liegt im sehr guten

Wirkungsgrad der Stirnradverzahnungen und der außer beim Anfahren und bei Schaltungen verlustfreien Momentenübertragung über Reibungskupplungen.

Im Vergleich zum Handschaltgetriebe benötigt die Doppelkupplung aber mehr
5 axialen Bauraum, weshalb eine möglichst kurze Getriebebauform gewünscht wird. Gleichzeitig geht die Tendenz dahin, immer mehr Gänge einzubauen. In absehbarer Zeit werden 6-Gang- und vielleicht auch 7-Gang-Getriebe gebaut werden. Ein 3-Wellen-Getriebe bietet gewisse Möglichkeiten zur Bauraumver-
10 kürzung; durch die Mehrfachnützung von Zahnrädern für verschiedene Gänge eröffnet sich ein weiteres Potential.

Man kann davon ausgehen, dass das Doppelkupplungsgetriebe aus zwei inei-
nandergeschachtelten Einzelgetrieben A und B besteht. Das Teilgetriebe A be-
15 sitzt gemäß Figur 2 mehrere Vorwärtsgänge (z. B. 3) mit unterschiedlichen Übersetzungen und einen Rückwärtsgang. Das Teilgetriebe B besitzt gemäß Figur 4 mehrere Vorwärtsgänge (z. B. 3 oder 4) mit unterschiedlichen Überset-
zungen. Der Rückwärtsgang im Teilgetriebe A soll zusammen mit dem Diffe-
rential eine Übersetzung in der vom Handschaltgetriebe bekannten Größenord-
nung aufweisen. Außerdem soll der am kürzesten übersetzte Vorwärtsgang ei-
20 ne ähnlich große Übersetzung haben, wie sie dem 1. oder 2. Gang bei be-
kannten Handschaltgetrieben entspricht.

Es soll erfindungsgemäß zur Lösung der gestellten Aufgabe eine Anordnung geschaffen werden, bei der auf der Getriebeeinganswelle 1 des Teilgetriebes A

nur zwei Zahnräder 2, 3 benötigt werden, welche für jeweils zwei Gänge dienen. Damit lassen sich zwei Zahnradebenen einsparen, was den axialen Bau-
raum des Getriebes um 25 bis 45 mm verkürzt. Außerdem sollen für den Rück-
wärtsgang keine zusätzlichen Zwischenräder benutzt werden, sondern das Los-
5 rad 4 des am kürzesten übersetzten Vorwärtsganges dient gleichzeitig als Zwi-
schenrad. Zu beachten ist dabei, dass sich durch die Gemeinsamnutzung von
Zahnradern normalerweise Einschränkungen bei den Übersetzungen ergeben.

Erfindungsgemäß werden zur Lösung der gestellten Aufgabe nicht wie bei den
10 bekannten Getrieben die kürzeren Gänge mit einer gemeinsamen Schiebe-
muffe 8 geschaltet, sondern der kürzeste 4 und der längste Vorwärtsgang 5.
Die Schiebemuffe 9 auf der anderen Welle schaltet den mittleren Vorwärtsgang
6 des betrachteten Teilgetriebes A und den Rückwärtsgang 7.

15 Auf den beiden Wellen 10 und 11 mit den Losrädern befinden sich Abtriebs-
zahnräder 12 und 13, die auf das Differential 14 wirken.

Gemäß Figur 3 wird der Kraftfluss in diesem Teilgetriebe gezeigt. Von dem
Zahnrad 21 auf der Getriebeeingangswelle wird die Bewegung zunächst auf
20 das Losrad des kürzesten Vorwärtsganges 22 übertragen, welches jedoch nicht
mit der Welle 23 verbunden ist, sondern sich frei um diese drehen kann. Das
Zahnrad 22 treibt weiter das Rückwärtsgangzahnrad 24 an, welches in diesem
Fall durch die Schaltung drehfest mit der Welle 25 verbunden ist und somit die
Bewegung über das Zahnrad 26 an das Differenzial 27 weiterleitet. Das zweite

auf das Differential wirkende Zahnrad 28 dreht sich zusammen mit der Welle 23.

Die Getriebeeingangswelle mit dem Zahnrad 22 und das Differential 27 bewegen sich bei diesem Kraftfluss entgegengesetzt, während bei geschaltetem Vorwärtsgang (z. B. wären das Zahnrad 22 und die Welle 23 durch die Schaltelemente verbunden) eine gleichsinnige Bewegung beider Zahnräder vorhanden wäre.

10 Berechnungen haben ergeben, dass sich mit der gezeigten Lösung Anordnungen realisieren lassen, bei denen der kürzeste Vorwärtsgang des Teilgetriebes A Übersetzungsverhältnisse im Bereich von ca. 65 bis 120 % der Rückwärtsgangübersetzung aufweisen.

15 Es ist auch eine Verteilung der eingangsseitigen Zahnräder mit Doppelnutzung auf beide Teilgetriebe möglich. Bleibt es dabei das Ziel, das Zwischenrad für den Rückwärtsgang einzusparen, muss im Teilgetriebe A der Rückwärtsgang 41 in der o. g. Weise realisiert werden. Will man dann zwei Vorwärtsgänge 42, 43 im Teilgetriebe B mit einem gemeinsamen Rad 44 auf der Eingangswelle 45
20 haben, so ist bei den o. g. Anforderungen bezüglich der Übersetzungsverhältnisse im Teilgetriebe A das Losrad 42 des länger übersetzten Ganges im Teilgetriebe B auf der gleichen Welle 46 wie das Losrad 47 des kurz übersetzten Vorwärtsganges im Teilgetriebe A (welches ja gleichzeitig als Zwischenrad des Rückwärtsganges dient) anzuordnen (siehe Figur 4).

Bei hoher Gangzahl, insbesondere bei insgesamt 7 Vorwärtsgängen, ist es sinnvoll, gemäß Figur 5 im Teilgetriebe A für den normalen Vorwärtsanfahrang und den Rückwärtsgang ($i = 10 \dots 15$) das gleiche Zahnrad auf der Getriebeein-
5 gangswelle zu benutzen. Im Teilgetriebe B kann dann ein noch kürzer unter-
setzter Kriech- bzw. Rangiergang ($i = 15 \dots 22$) vorhanden sein. Dieser wird hauptsächlich zum Kriechen/Rangieren und zu Anfahrten mit hoher Last am Berg benutzt, um die dem normalen Anfahrang zugeordnete Trockenkupplung zu schonen. Die in Figur 5 gezeigte Ausführungsform besitzt dementsprechend
10 folgende Gänge:

(1) = Kriechgang; (2) = Anfahrang; (3); (4); (5); (6); (7); (R)

Die Figur 6 zeigt das erfindungsgemäße Doppelkupplungsgetriebe gemäß Figur
15 5 im Schnitt. Dabei sind Einzelheiten der Figur 6, die bereits im Zusammenhang mit der Figur 4 erläutert bzw. dargestellt wurden, entsprechend bezeichnet.

Im Folgenden wird ein erfindungsgemäßes Doppelkupplungsgetriebe (DKG) mit
baulich getrennten Kupplungen näher erläutert.

20

In der Regel wird versucht, bei Getrieben mit zwei trockenen Kupplungen diese in einer gemeinsamen Kupplungsglocke anzuordnen. Dies ist im allgemeinen kostengünstiger. Ist der Bauraum motorseitig für eine solche bauliche Einheit zweier Kupplungen nicht vorhanden, gibt es Ansätze für die Verwendung nas-

ser Kupplungen mit geringerem Bauraum, aber separater Hydraulik-Einheit. Für unterbrechungsfreie Schaltgetriebe sind Varianten mit getrennter Kupplung bekannt.

- 5 Die Aufgabe der vorliegenden Erfindung besteht darin, ein Doppelkupplungsgetriebe mit zwei getrennten Kupplungen anzugeben, das im Hinblick auf die Modularität verbessert ist.

- 10 Mit der hier vorgestellten Struktur werden bei dem erfindungsgemäßen Doppelkupplungsgetriebe zwei separate Kupplungen verwendet. Diese Ausführungsform kann auch die Basis für modulare Getriebe sein bei denen der vordere Getriebeteil inkl. Gehäuse unverändert bleibt.

- 15 Die Figur 7 zeigt ein Doppelkupplungsgetriebe mit separat angeordneten Kupplungen. Es sind zwei Hohlwellen vorgesehen, um die zweite Kupplung direkt an den Motor anbinden zu können. Diesem zusätzlichen Aufwand stehen Vorteile bei der Kühlung der Kupplungen und die damit mögliche Modularität gegenüber.

- 20 Die Figur 8 zeigt, wie durch Entfernen der zweiten Kupplung und durch Ersetzen der Hohlwellen ein konventionelles Getriebe erhalten wird.

Die gezeigten Synergien müssen auf das Lagerungskonzept übertragen und auch bei der Gehäusekonstruktion und Dichtungsauswahl berücksichtigt werden.

- 5 Dazu kann beispielsweise jede Hohlwelle an der jeweiligen Kupplungsseite fest im Gehäuse gelagert werden. Die weitere Lagerung erfolgt über die inneren Wellen in Form je zweier Nadel- oder Rollenlager.

- 10 Die Dichtung könnte beispielsweise allein an die Hohlwelle angebunden werden, wenn für die Nadel- oder Rollenlagerung eine separate Schmierung erfolgt. Die Dichtstellen sind sodann zwischen den Hohlwellen und dem Gehäuse sowie zwischen den Hohlwellen angeordnet. Andere Dichtungsvarianten benötigen je zwei Dichtungen auf jeder Gehäuseseite.

- 15 Das zweite Kupplungsgehäuse wird an dem Getriebegehäuse zusätzlich angebracht.

Nachfolgend wird ein weiteres erfindungsgemäßes Doppelkupplungsgetriebe für Fahrzeuge mit Heckantrieb näher erläutert.

20

Im Zusammenhang mit lastschaltenden Getrieben werden unterschiedliche Systeme diskutiert. In der Regel wird – insbesondere bei Einsatz von trockenen Kupplungen – an Anwendungen für den Front-Quer-Einbau gedacht.

Die Aufgabe der vorliegenden Erfindung besteht darin, ein Doppelkupplungsgetriebe mit einem verbesserten Komfort und einer besseren Effizienz zu schaffen.

- 5 Diese Aufgabe wird durch eine Kombination der typischen Eigenschaften von Doppelkupplungsgetrieben und Inline-Getrieben unter Ausnutzung sich ergebender Synergien gelöst.

- 10 Typisch für Inline-Getriebe ist das Vorhandensein einer Übersetzungskonstanten auf die Nebenwelle. Im Falle einer Struktur für ein Doppelkupplungsgetriebe werden zwei unterschiedliche Übersetzungskonstanten verwendet. Dies ermöglicht, auf der Abtriebswelle ein gemeinsames Rad für beispielsweise den 1. und 2. Gang zu verwenden. Weiterhin wird für den Rückwärtsgang in Inline-Getrieben ein Rücklaufrad eingesetzt, um die Drehrichtungsumkehr zu ermöglichen.
- 15 Die Lagerung dieses zusätzlichen Zahnrades erfolgt auf einer kleinen Welle. In den erfindungsgemäßen Strukturen wird diese Welle länger dimensioniert, um die ungeraden Gänge aufzunehmen, und über die zusätzliche Übersetzungskonstante mit einer der Kupplungen verbunden.

- 20 Von der ersten Kupplung besteht – wie bei Inline-Getrieben üblich – die Möglichkeit eine direkte Verbindung von der Eingangswelle zur Ausgangswelle zu schalten. In den Beispielen der Figuren 9 und 10 wird dazu der 5. Gang verwendet.

Die Figur 9 zeigt die Ausführungsform eines vorliegenden 5-Gang-Inline-Getriebes.

Die Figur 10 zeigt ein 6-Gang Getriebe, mit einem optionalen 7. Gang (gepunktet dargestellt). Für den 7. Gang wird basierend auf dem 6-Gang Getriebe keine zusätzliche Schiebemuffe benötigt.

Im Folgenden wird ein weiteres Inline-Doppelkupplungsgetriebe mit geringem radialem Bauraum und Berücksichtigung der Anbindung einer E-Maschine erläutert.

Bei Inline-Getrieben ist der axiale Bauraum eher unkritisch, wegen der Anordnung im Tunnel. Der radiale Bauraum ist jedoch stark eingeschränkt.

Die Aufgabe der vorliegenden Erfindung besteht daher darin, ein Inline-Doppelkupplungsgetriebe zu schaffen, das insbesondere unter Berücksichtigung der Aktorik für Getriebe und Kupplung; sowie ggf. einer E-Maschine schlank baut.

Gemäß der Erfindung ist anstatt einer zweiten Welle eine Hohlwelle konzentrisch zur Nebenwelle eines Inline-Getriebes vorgesehen. Auf dieser Hohlwelle sind entweder die geraden oder ungeraden Gänge angeordnet, die durch eine zweite, zusätzliche Übersetzungskonstante an eine der beiden vorhandenen Kupplungen angebunden sind. Der Gruppe der Gänge, die auf der Hohlwelle

angeordnet sind, gehört auch der Direktgang an. Um die Hohlwelle möglichst kurz zu halten, ist es sinnvoll den Rückwärtsgang der anderen Gruppe zuzuordnen.

5 Die Figur 11 zeigt eine erste Ausführungsform der Erfindung. Die Wahl der beiden Übersetzungskonstanten kann an die Gesamtübersetzung im Getriebe angepasst werden. Es ist möglich, gleiche Übersetzungen und damit gleiche Räder einzusetzen. Es kann aber auch ein typischer Übersetzungssprung realisiert werden, wie er im Getriebe vorkommt. Dadurch ergibt sich die Möglichkeit, andere Räder doppelt zu verwenden, wie dies z. B. die Figur 12 für die Räder des 10 3. und 4. Ganges zeigt. In jedem Fall ist es günstig, den fünften Gang als Direktgang (Übersetzung 1) zu realisieren. In diesem Fall kann ein Großteil der Übersetzung vom 1. und 3. Gang in die Übersetzungskonstante übertragen und damit das Rad für den 1. Gang im Durchmesser kleiner gestaltet werden.

15

Die in Figur 13 gezeigte Ausführungsform ermöglicht den Kaltstart des Verbrennungsmotors durch Ausnutzen einer vorhandenen Übersetzung. Dazu wird an der Abtriebswelle mit der kombinierten Schaltmuffe S1 die Möglichkeit gegeben, das Getriebe vom Abtrieb abzutrennen. Bei geschalteten Gängen 3 und 5 sowie Schaltmuffe S1 in der rechten Position und Kupplung K1 geschlos- 20 sen kann die Übersetzung des 3. Ganges ausgenutzt werden, um den Verbrennungsmotor zu starten. Durch Tausch der Räder und Ritzel des 1. und 3. Ganges ergibt sich die Möglichkeit, auch den 1. Gang zum Kaltstart zu verwenden.

Mit der Schaltmuffe S1 ist in der mittleren Position der Abtrieb mit der Zwischenwelle des Getriebes verbunden. In der linken Position wird zusätzlich der 2. Gang auf die Zwischen- und Abtriebswelle geschaltet. Die rechte Position trennt die Ausgangswelle von der Zwischenwelle.

5

Eine weitere Ausführungsform gemäß der Figur 14 nimmt den bei Doppelkupplungsgetrieben in Front-Quer-Anordnung bekannten Gedanken auf, zwei Übersetzungsstufen unterschiedlicher Gruppen zu verwenden, um eine Übersetzung für den Kaltstart zu realisieren. Dazu wird der 4. Gang als der direkte Gang gewählt, um 1. und 6. Gang als benachbarte Gänge – einen auf der Hohlwelle und einen auf der Nebenwelle – ausnutzen zu können. Mit einer modifizierten Schaltmuffe S1 ergibt sich die Möglichkeit, das Rad des 1. Ganges mit dem des 6. Ganges zu verbinden, ohne dabei die Ausgangswelle im Momentenfluss zu haben. In der mittleren Stellung der Schaltmuffe S1 ist kein Gang geschaltet.

10
15 Durch Verschiebung der Schaltmuffe S1 in die linke Position wird der 6. Gang geschaltet. In der rechten Stellung ist das Rad des 1. Ganges mit dem des 6. Ganges verbunden. Dazu ist keine Synchronisation erforderlich. Der erste Gang wird von einer weiteren Schaltmuffe geschaltet.

20 Bei einem Kaltstart wird die Schaltmuffe S1 in die rechte Position gebracht und die Kupplung K1 geschlossen. Dadurch werden die Übersetzung des 1. Ganges und die reziproke Übersetzung des 6. Ganges – jeweils abzüglich der Übersetzungskonstante – ausgenutzt, um das Moment der E-Maschine auf das für den Kaltstart notwendige Niveau zu übersetzen.

Bei einer Variante der Ausführungsform gemäß der Figur 14 wird das Rad des 1. Ganges auf einem schaltbaren, in einer Richtung wirkenden Freilauf angeordnet, dessen andere Seite mit dem Rad des 6. Ganges verbunden ist. Diese Variante ist in Figur 15 gezeigt. Die Schaltung in die einseitige Sperrwirkung wird durch Verschieben der Schaltmuffe S1 in die rechte Position erreicht. In der mittleren Stellung hat die Schaltmuffe S1 keine Schaltwirkung, in der linken Position der Schaltmuffe S1 ist der 6. Gang geschaltet.

10 Zum Starten des Motors bei niedrigen Temperaturen wird der Freilauf auf Sperrwirkung geschaltet und die Kupplung K1 geschlossen. Die Verwendung des Freilaufs ermöglicht, dass der startende Verbrennungsmotor die E-Maschine überholen kann, wie dies auch bei konventionellen – dort durch Ausspuren des Anlasserritzels – möglich ist.

15

Die Figuren 16, 17 und 18 zeigen den Kraftfluss in den Getrieben, der Figuren 13 bzw. 14, bzw. 15 beim Kaltstart.

Im Folgenden wird eine weitere Ausführungsform eines Doppelkupplungsgetriebes (DKS) für eine Inline-Anordnung erläutert.

Die Aufgabe der Erfindung besteht dabei darin, eine Struktur eines Parallel-Schaltgetriebes (PSG) bei einem Active-Interlock-System anwendbar zu machen.

Erfindungsgemäß wird dies durch Änderung der Getriebestruktur erreicht. Gleichzeitig wurde im Rahmen der Erfindung die Erweiterbarkeit auf ein elektronisches Schaltgetriebe geprüft.

- 5 Die in der Figur 19 dargestellte, neue Struktur eines Parallel-Schaltgetriebes (PSG) besitzt die Eigenschaften, dass der 1. Gang durch gleichzeitiges Schalten zweier Schiebemuffen eingelegt wird, dass ohne weitere Schaltbetätigung nur durch Kupplungsbetätigung die Schaltung in den zweiten Gang erfolgen kann und dass trotz dieser Verquickung von ungeraden und geraden Gängen
- 10 der Active-Interlock-Mechanismus in Verbindung mit einem einzigen Schalt-Wähl-Aktor in der bekannten einfachen Weise zum Schalten beider Teilgetriebe genutzt werden kann.

- Diese Struktur bietet den Vorteil, dass sowohl Getriebe als auch Betätigung
- 15 unter Beibehaltung der bei Inline-Anordnungen typischen Eingangskonstanten mit einem Minimum an Teilen realisiert werden können.

- Durch Einfügen einer weiteren Zahnradstufe und Nutzen der noch freien Schaltposition der bisher nur einfach genutzten Schiebemuffe sowie die Ankop-
- 20 pelung eines E-Motors an einen Losradsatz des Rückwärtsganges kann das Getriebe zum elektronischen Schaltgetriebe erweitert werden, wie dies die Figur 20 zeigt. Dabei wird die neu eingeführte Übersetzungsstufe für den Kaltstart des Verbrennungsmotors genutzt, indem das zum Starten des Verbrennungsmotors verfügbare Moment des E-Motors durch die Übersetzung erhöht wird.

Die Figur 21 zeigt den Kraftfluss beim Warmstart, die Figur 22 dagegen beim Kaltstart.

Die Figur 23 zeigt ein Inline-Parallel-Schaltgetriebe und Active Interlock.

5

Es wird nun ein Parallel-Schaltgetriebe (PSG) mit zwei Getriebebremsen statt Synchronisierungen, die sowohl Hochschaltungen als auch Rückschaltungen ohne Motoreingriff ermöglichen, erläutert.

10 Bekannt ist ein Parallel-Schaltgetriebe mit einer Getriebebremse, die für die Verzögerung der beiden Eingangswellen gegen das Getriebegehäuse beim Synchronisieren und Hochschaltung benutzt wird. Dabei erfolgt die Rückschaltung durch das Schließen der Kupplung und Motoreingriff. Aber bei der Schubrück-

15 schaltung ist der Motoreingriff nicht erwünscht, weil das die verzögernde Wirkung des Motors stören würde.

Die Aufgabe der Erfindung besteht daher darin, ein Parallel-Schaltgetriebe zu schaffen, bei dem die Schubrückschaltung ohne Motoreingriff durchgeführt werden kann.

20

Der erfinderische Gedanke besteht darin, das Getriebe mit zwei Bremsen zu versehen, so dass jede Eingangswelle ihre eigene zwischen dem höchsten Gang und dem niedrigsten Gang platzierte Bremse besitzt, wie dies die Figur 24 zeigt. Die Gänge sind auf der Welle dementsprechend angeordnet. Das Losrad

des höchsten Ganges sitzt auf der Welle, dem Losrad des niedrigsten Ganges gegenüber. Jede Bremse wird mittels eines speziellen Mechanismus mit einem Zusatzschaltbild gemäß Figur 25 für die Kraftübertragung von dem Wählaktor betätigt. Wenn der Schaltfinger in die Gasse des Zielganges geht, besteht die
5 Möglichkeit die Kraft des Wählaktors über Zusatzfinger und Hülse zur Bremse zu übertragen.

10 Abhängig von der Richtung der Wählbewegung in der Zielgasse entsteht das entweder auf das Losrad des höchsten Ganges oder auf das Losrad des niedrigsten Ganges wirkende Reibmoment. Mit diesem Moment wird der Zielgang synchronisiert. Die Eingangswelle des Zielganges wird bei der Hochschaltung bzw. Rückschaltung verzögert bzw. beschleunigt. Die Laufbahn des Schaltfingers in der Zielgasse ist in der Figur 26 dargestellt.

15

Die mit der Anmeldung eingereichten Patentansprüche sind Formulierungsvorschläge ohne Präjudiz für die Erzielung weitergehenden Patentschutzes. Die Anmelderin behält sich vor, noch weitere, bisher nur in der Beschreibung und/oder Zeichnungen offenbarte Merkmalskombination zu beanspruchen.

20

In Unteransprüchen verwendete Rückbeziehungen weisen auf die weitere Ausbildung des Gegenstandes des Hauptanspruches durch die Merkmale des jeweiligen Unteranspruches hin; sie sind nicht als ein Verzicht auf die Erzielung eines

selbständigen, gegenständlichen Schutzes für die Merkmalskombination der rückbezogenen Unteransprüche zu verstehen.

5 Da die Gegenstände der Unteransprüche im Hinblick auf den Stand der Technik am Prioritätstag eigene und unabhängige Erfindungen bilden können, behält die Anmelderin sich vor, sie zum Gegenstand unabhängiger Ansprüche oder Teilungserklärungen zu machen. Sie können weiterhin auch selbständige Erfindungen enthalten, die eine von den Gegenständen der vorhergehenden Unteransprüchen unabhängige Gestaltung aufweisen.

10

Die Ausführungsbeispiele sind nicht als Einschränkung der Erfindung zu verstehen. Vielmehr sind im Rahmen der vorliegenden Offenbarung zahlreiche Abänderungen und Modifikationen möglich, insbesondere solche Varianten, Elemente und Kombinationen und/oder Materialien, die zum Beispiel durch Kombination oder Abwandlung von einzelnen in Verbindung mit den in der allgemeinen Beschreibung und Ausführungsformen sowie den Ansprüchen beschriebenen und in den Zeichnungen enthaltenen Merkmalen bzw. Elementen oder Verfahrensschritten für den Fachmann im Hinblick auf die Lösung der Aufgabe entnehmbar sind und durch kombinierbare Merkmale zu einem neuen Gegenstand oder zu neuen Verfahrensschritten bzw. Verfahrensschrittfolgen führen, auch soweit sie

20 Herstell-, Prüf- und Arbeitsverfahren betreffen.

LuK Lamellen und Kupplungsbau
Beteiligungs KG
Industriestraße 3
77815 Bühl

GS 0587

Zusammenfassung

Die Erfindung betrifft ein Doppelkupplungsgetriebe für ein Kraftfahrzeug.

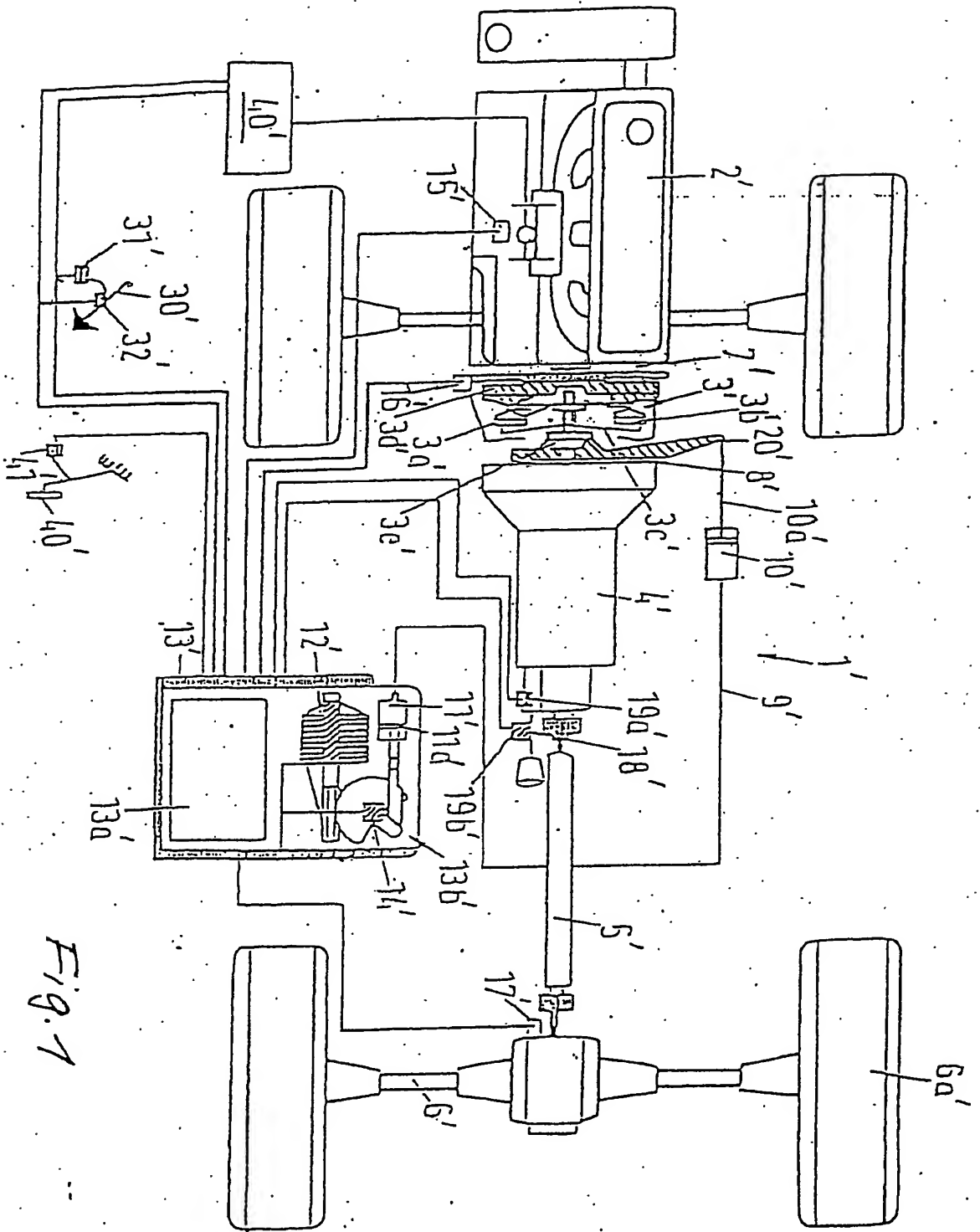


Fig. 1

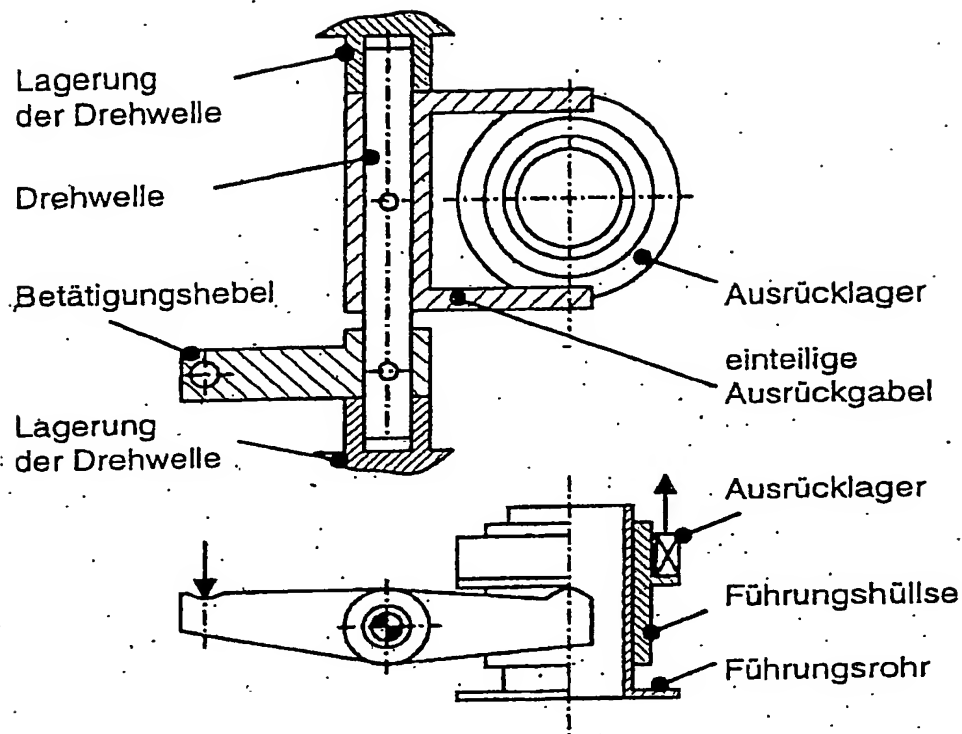


Fig. 2

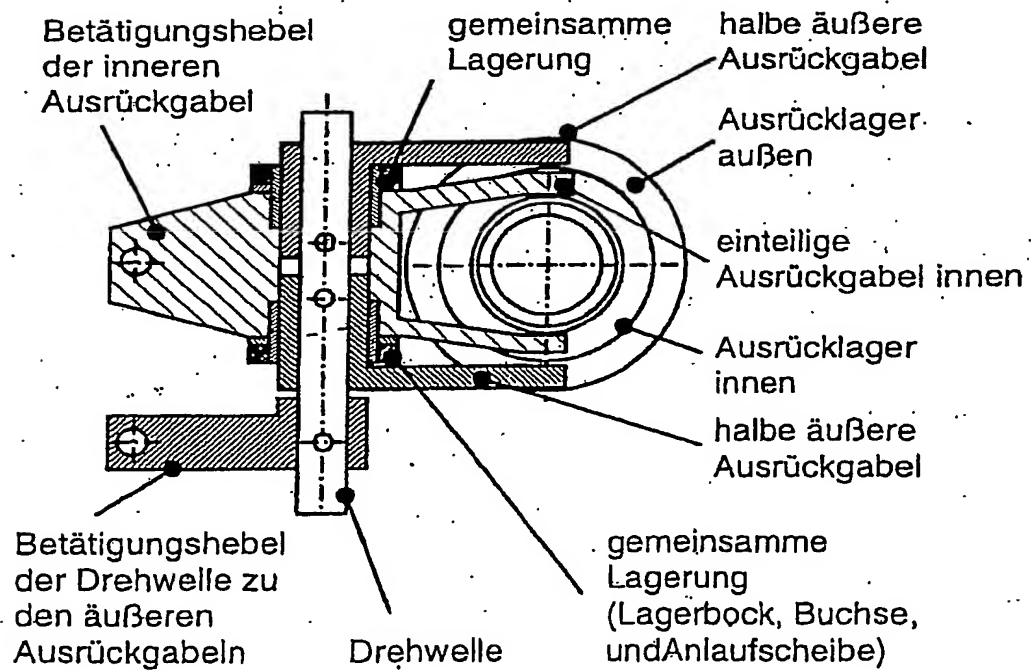


Fig. 3

doppelt angeordnete Drehgabeln mit coaxialen Drehachsen.

Fig. 4

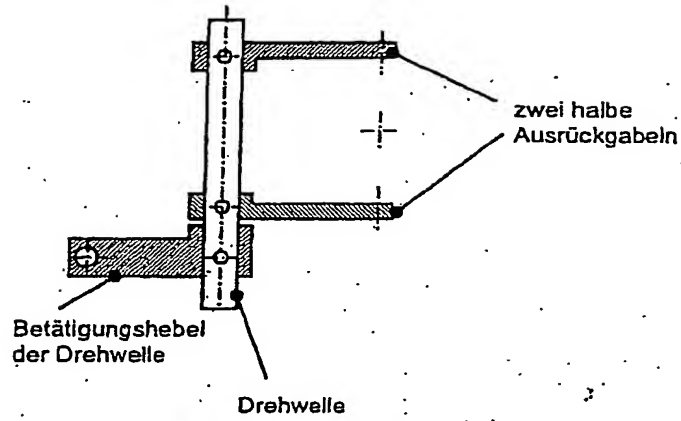
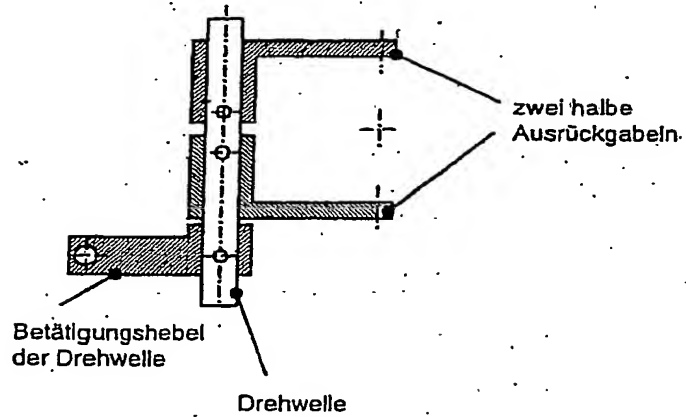


Fig. 5



Möglichkeit zur Gestaltung der zwei Halbgabeln
oben: ungünstige Anbindung der beiden Halbgabeln (Fig. 4)
unten: vorteilhafte Verbindung der beiden Halbgabeln zur Drehwelle (Fig. 5)

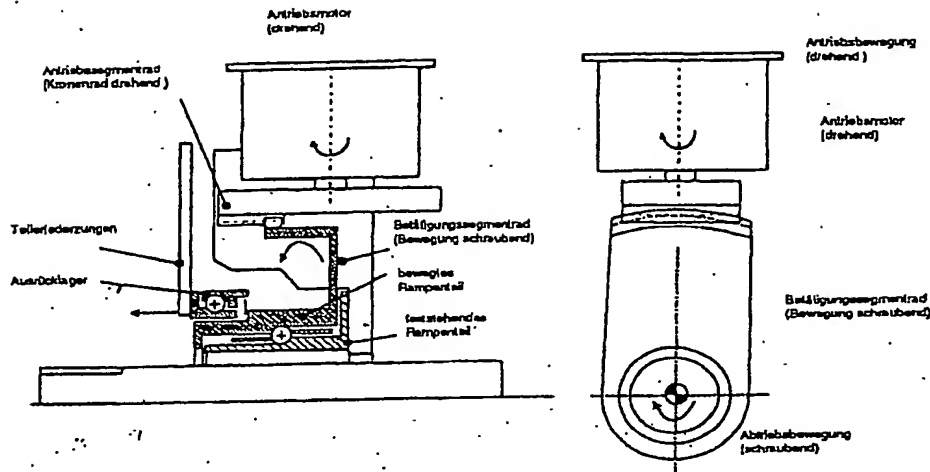


Fig. 6

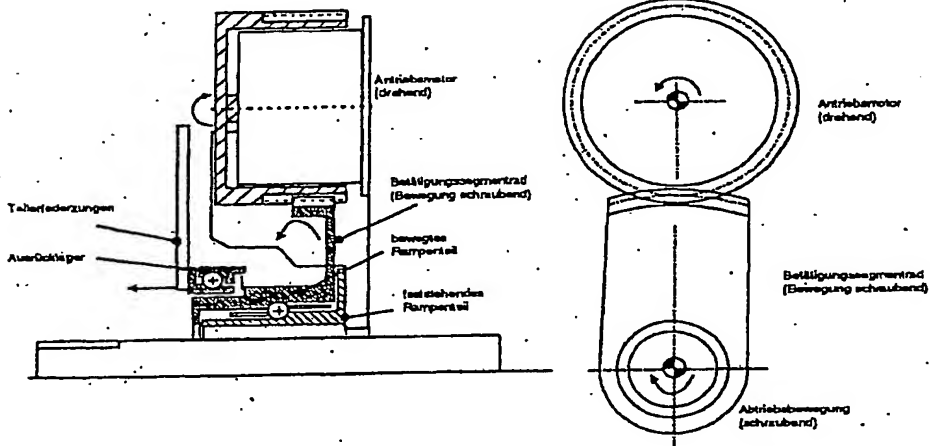


Fig. 7

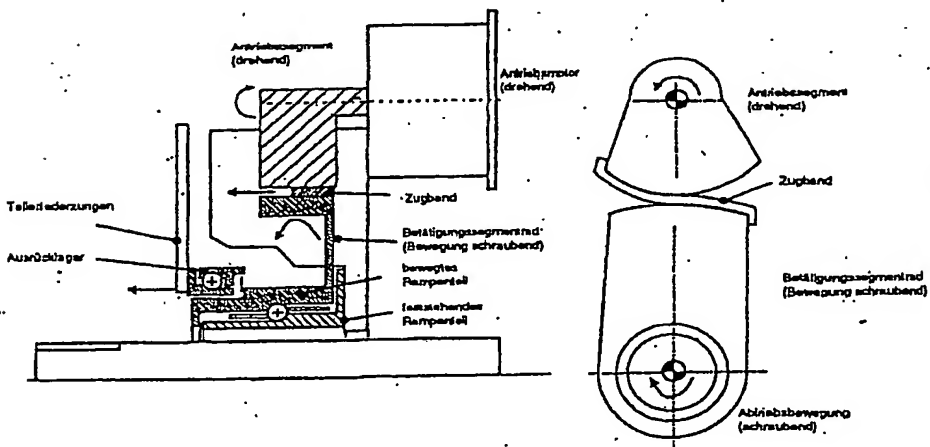


Fig. 8

herkömmlicher MZA

- a) Betätigung durch Kronenradgetriebe (Fig. 6)
- b) Betätigung durch Stirnradgetriebe (Fig. 7)
- c) Betätigung durch Bandgetriebe (Fig. 8)

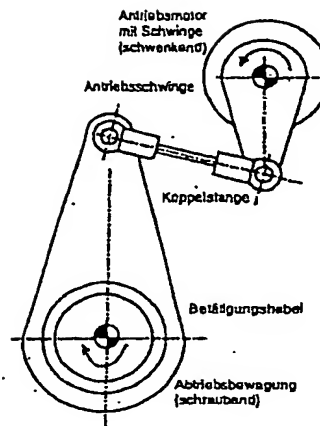
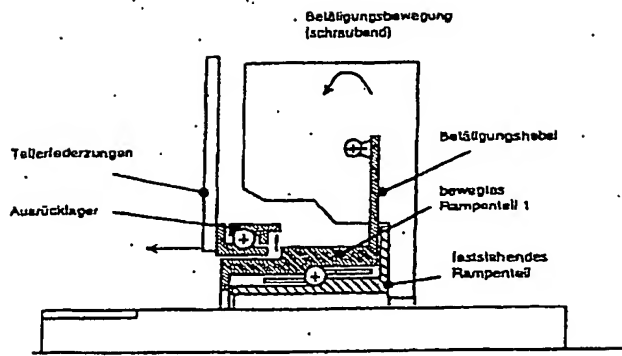


Fig. 9

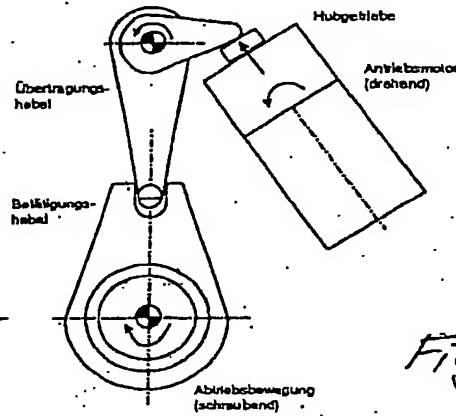
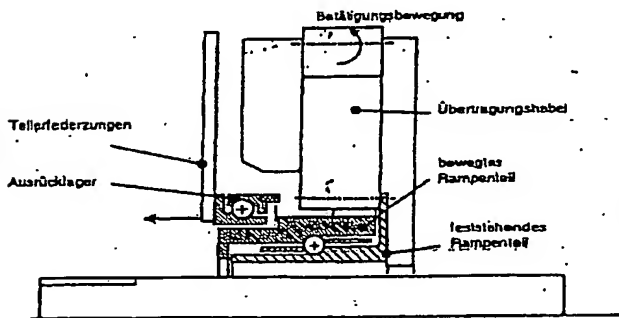


Fig. 10

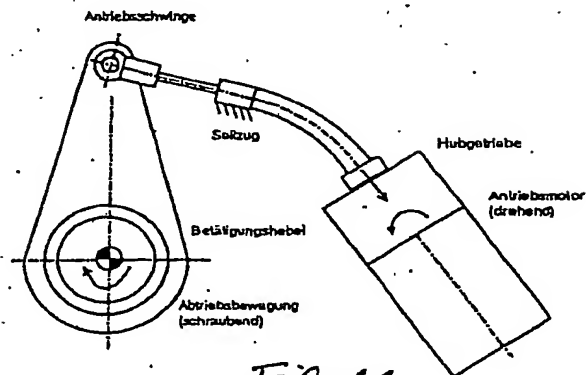
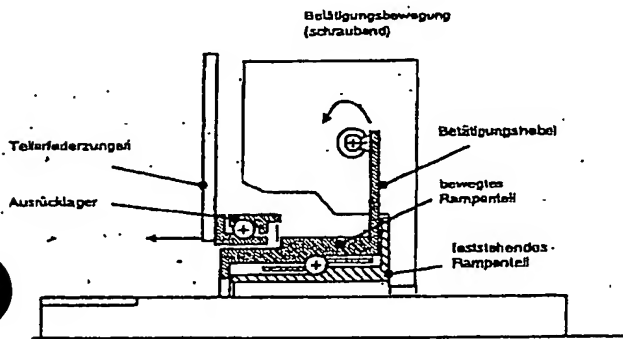


Fig. 11

herkömmlicher MZA

- d) Betätigung durch Koppelgetriebe mit Stange (Fig. 9)
 e) Betätigung mit Umlenkhebel (Fig. 10)
 f) Betätigung durch Seilzug (Fig. 11)

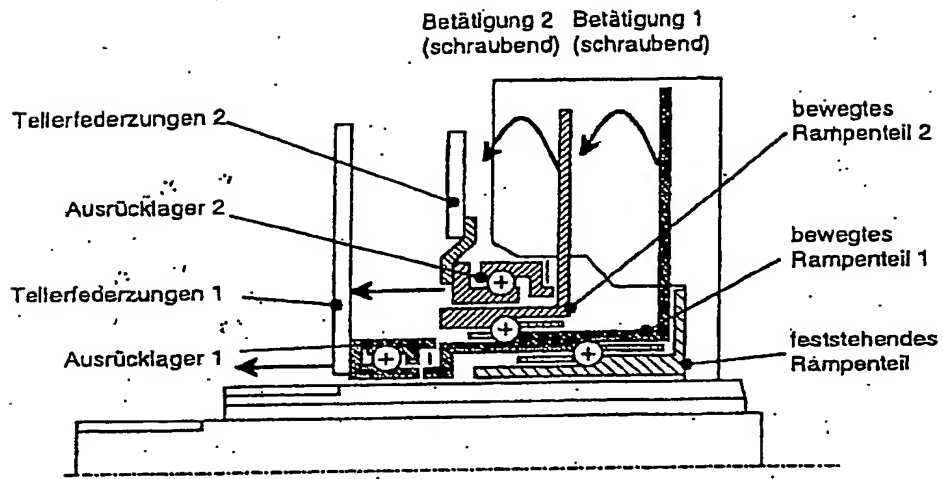


Fig. 12

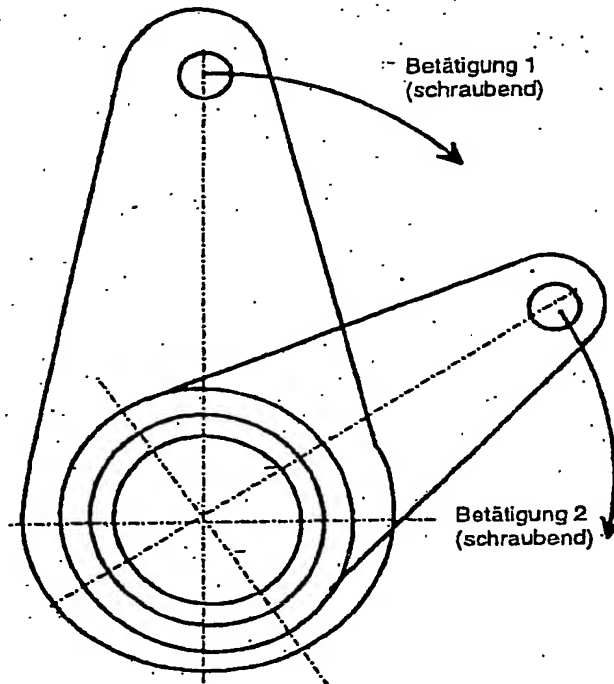


Fig. 13

doppelter, koaxial angeordneter MZA

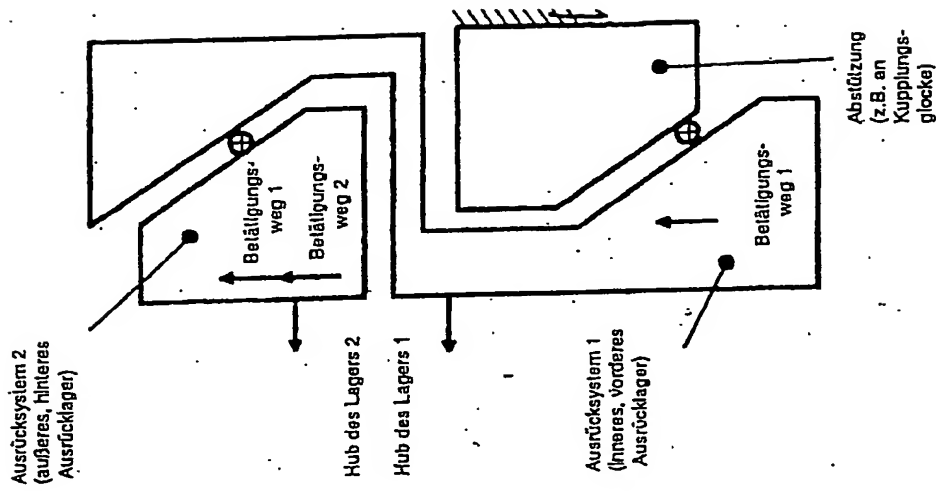


Fig. 14

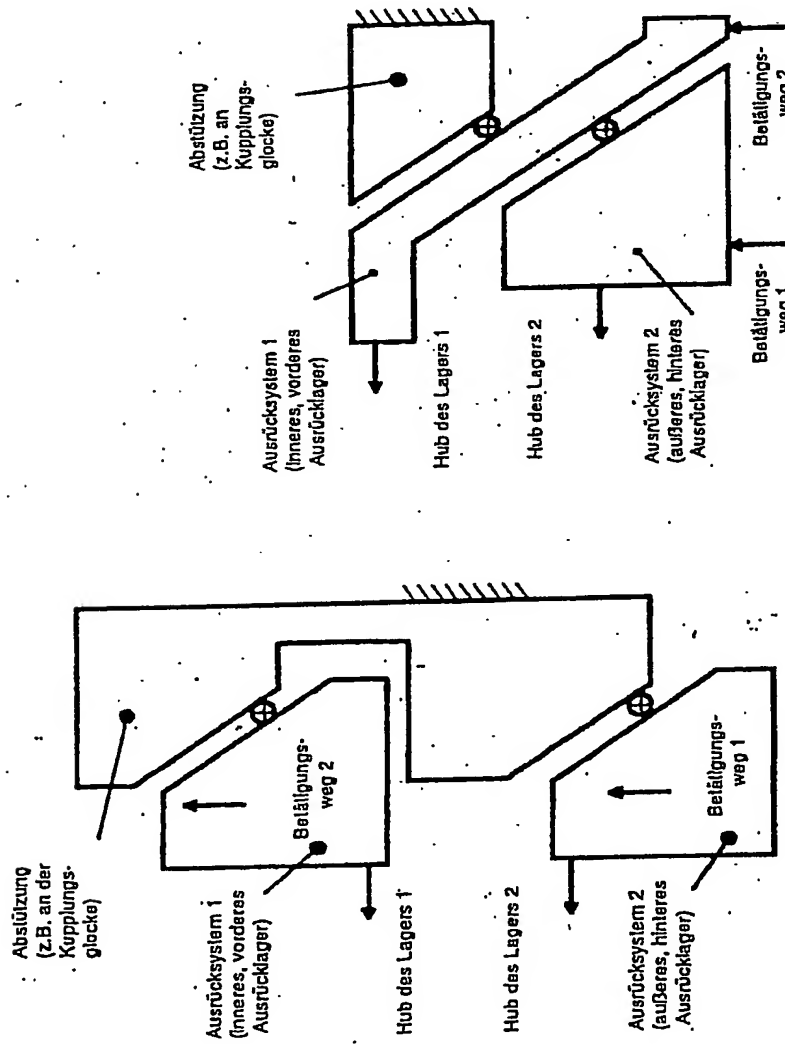


Fig. 15

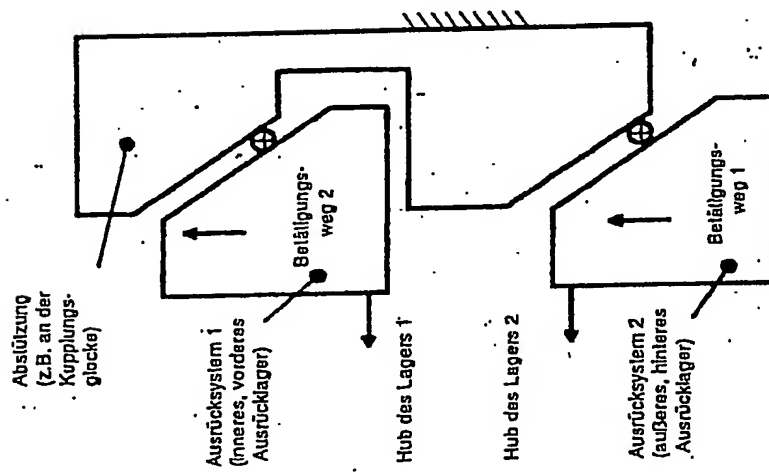


Fig. 16

Strukturen der Doppel-MZA

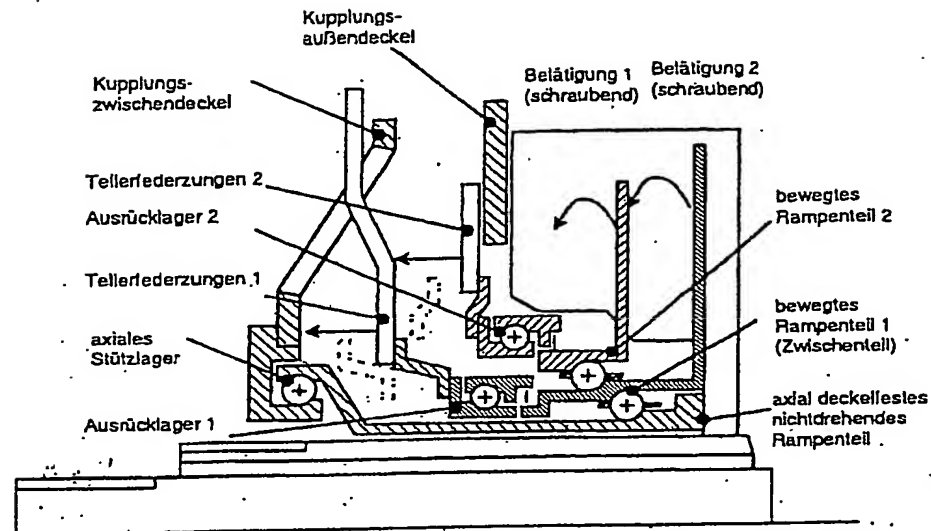


Fig. 18

Lagerung am mittleren Kupplungsdeckel vor beiden Tellerfedern

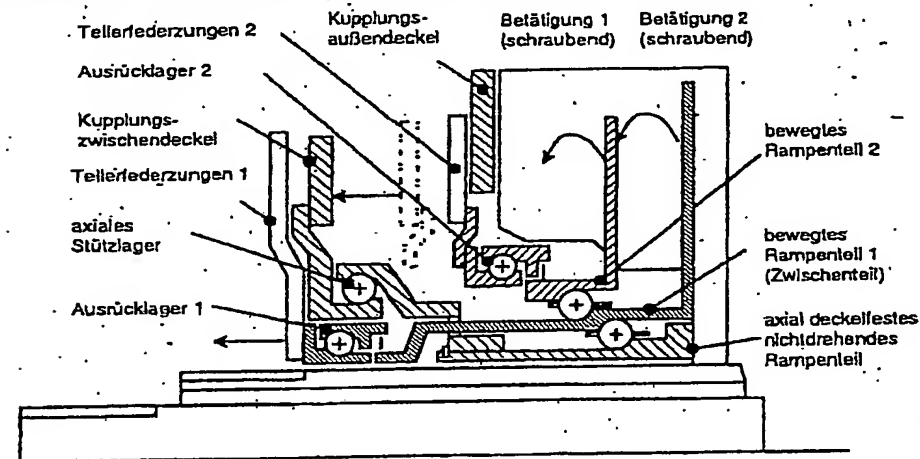


Fig. 19

Lagerung am mittleren Kupplungsdeckel zwischen beiden Tellerfedern

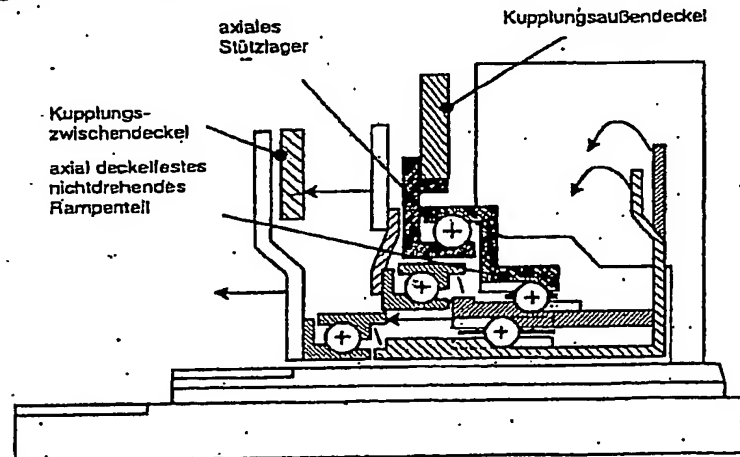


Fig. 20

Lagerung am äußeren Kupplungsdeckel hinter beiden Tellerfedern

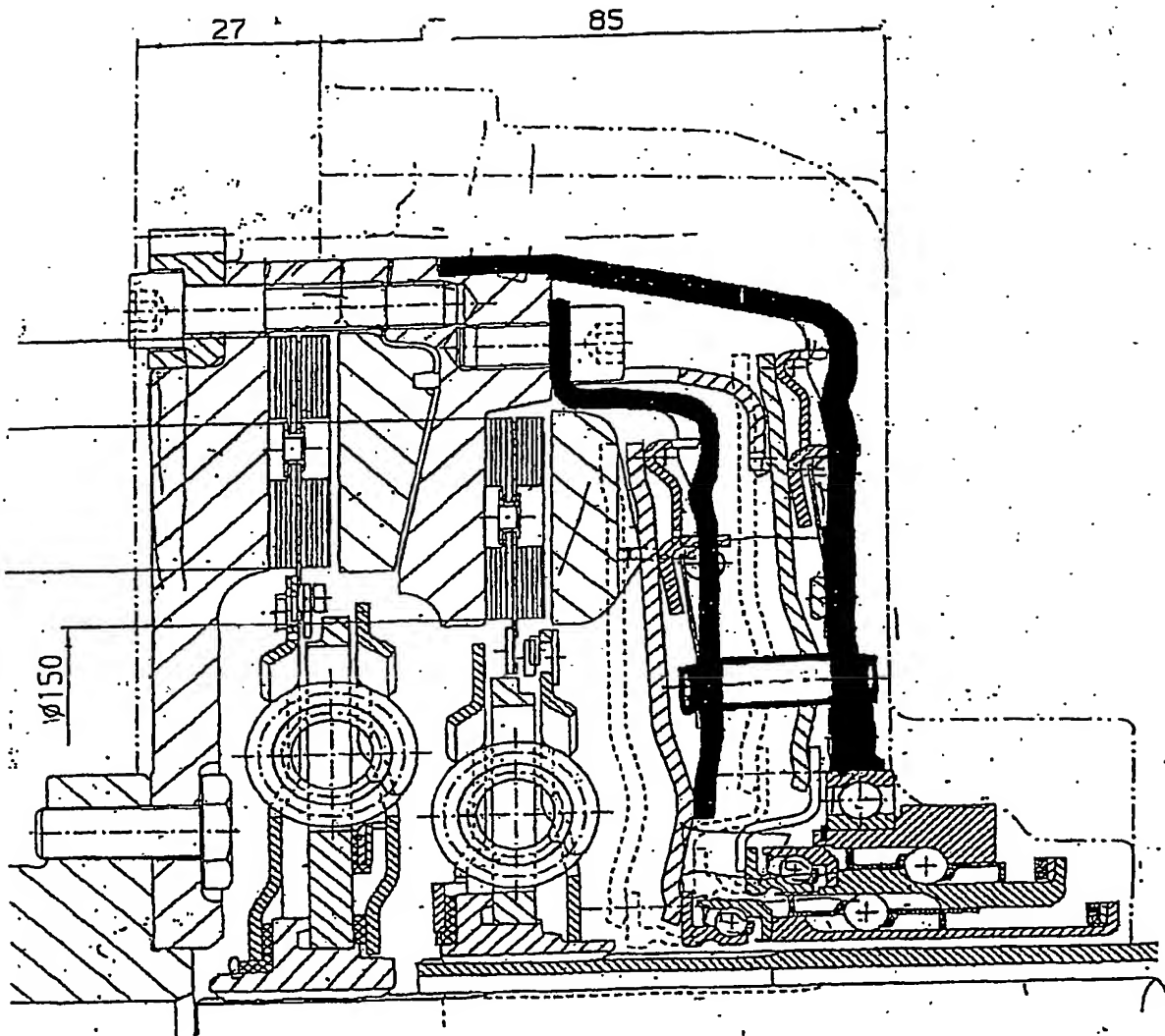


Fig.21

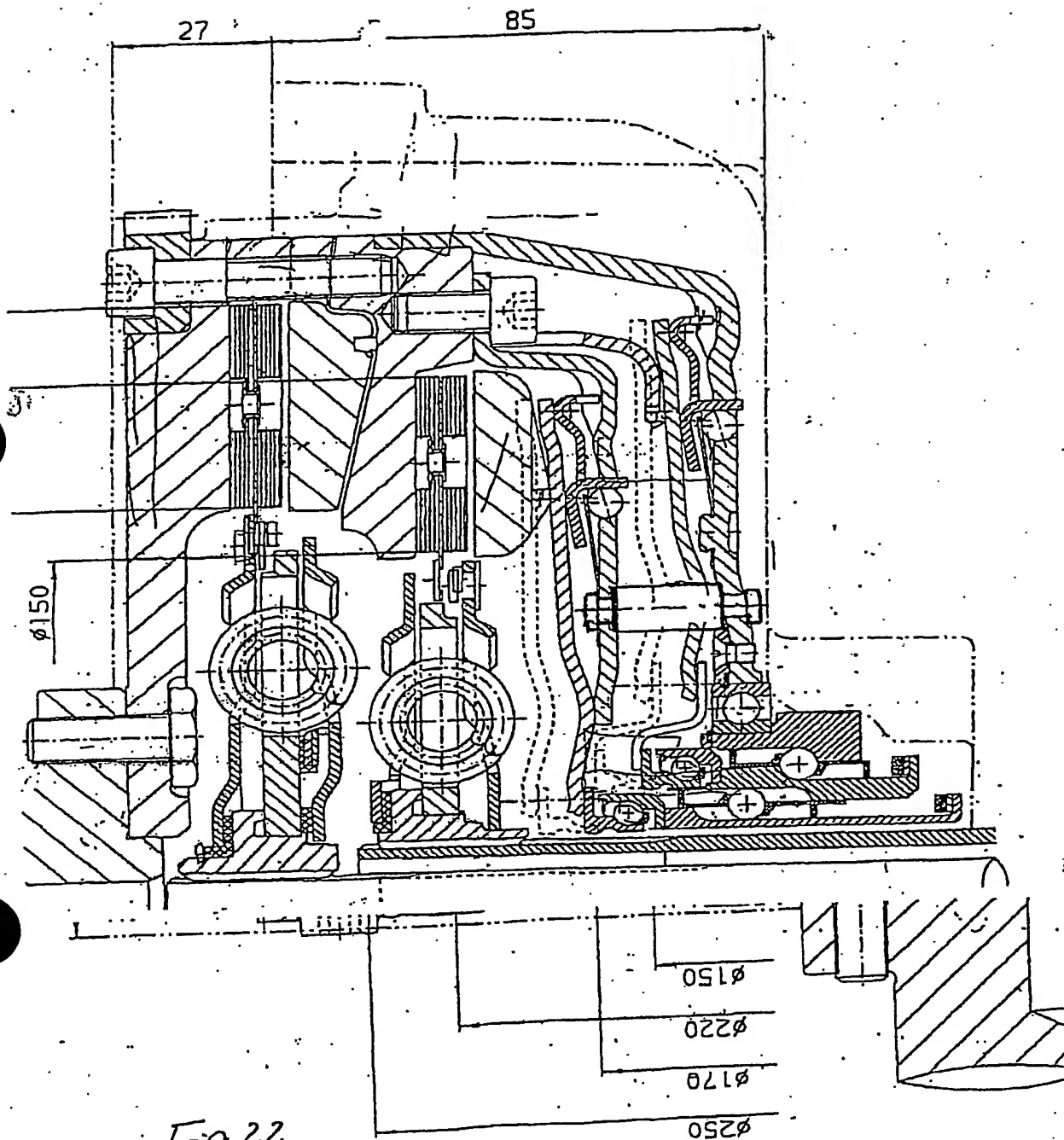


Fig. 22

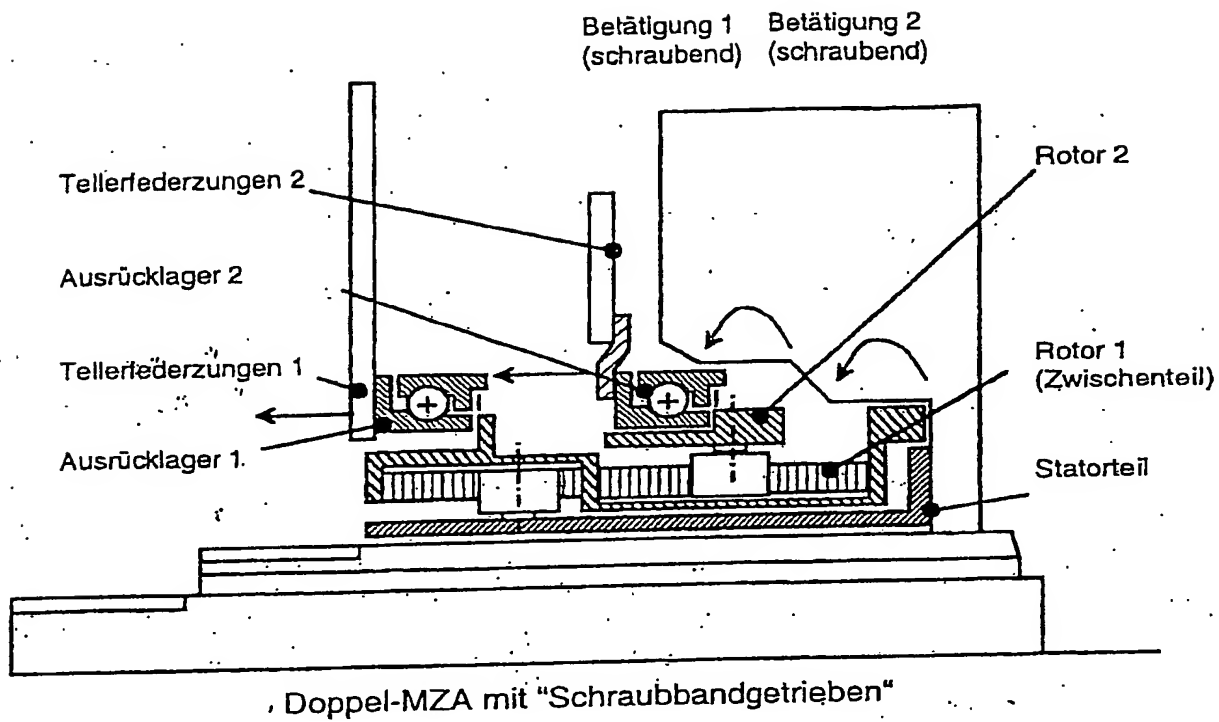
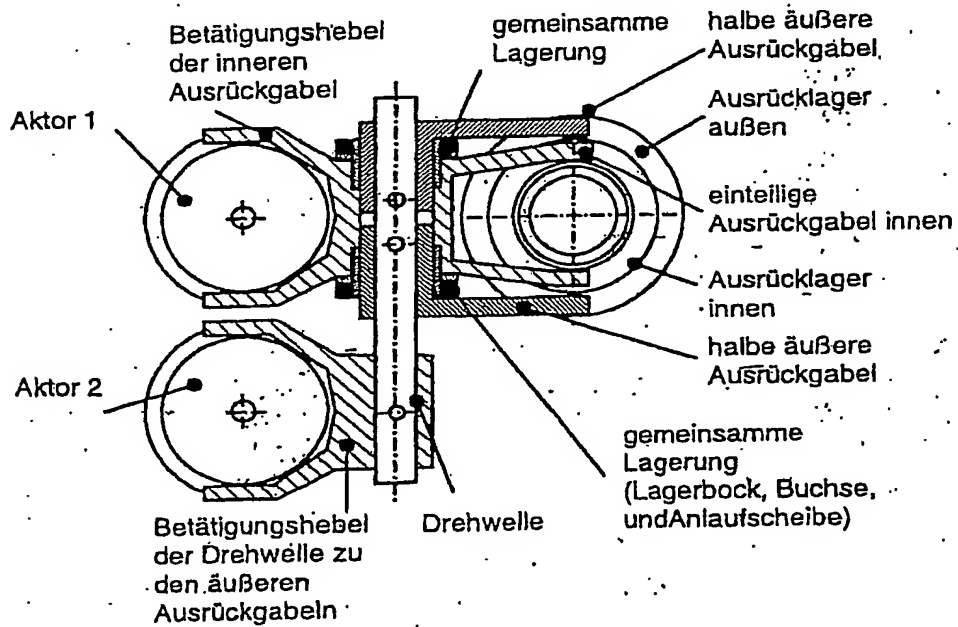


Fig. 17



doppelt angeordnete Drehgabeln mit koaxialen Drehachsen

Fig. 23

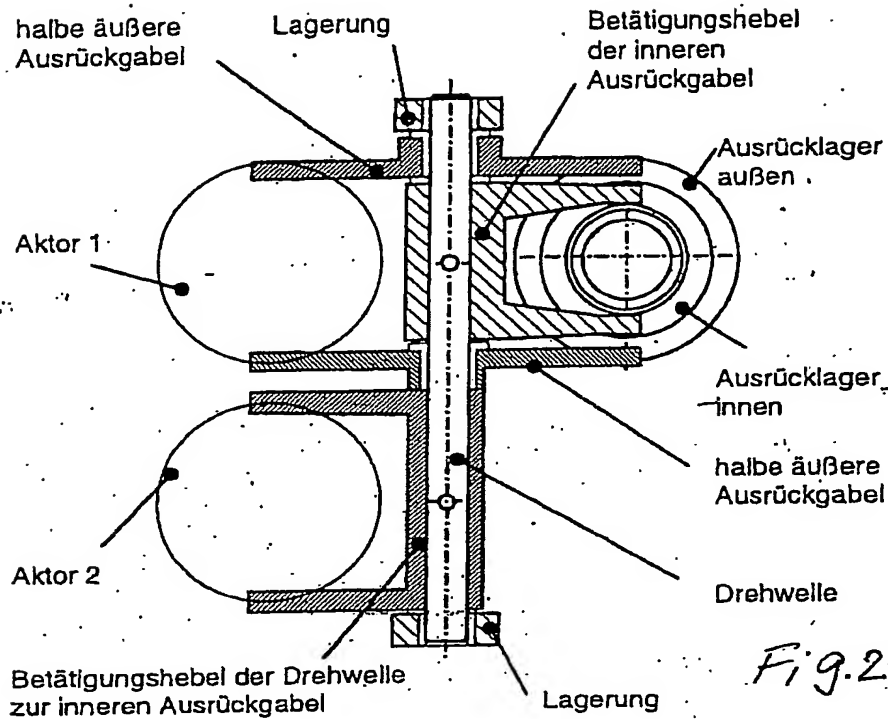
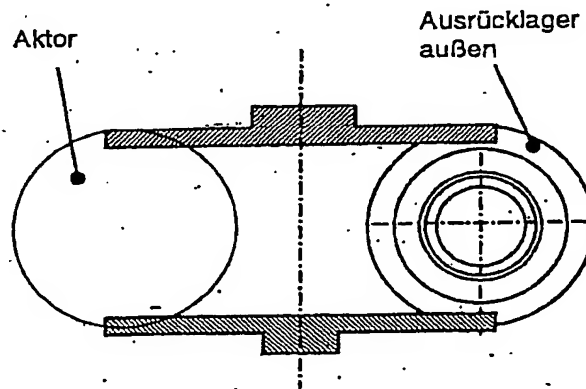


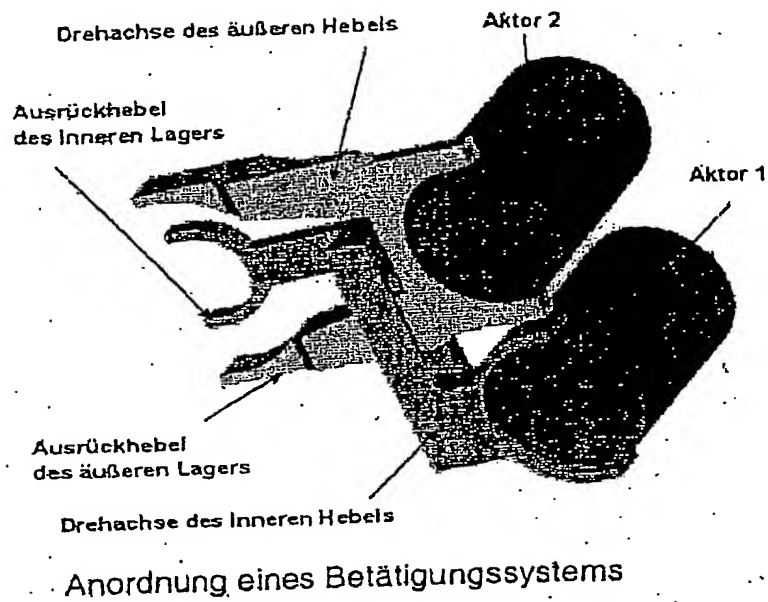
Fig. 24

doppelter Betätigungshebel für zwei konzentrische Ausrücklager



symmetrischer Aufbau des Betätigungshebel für das äußere Ausrücklager

Fig. 25



Anordnung eines Betätigungssystems

Fig. 26

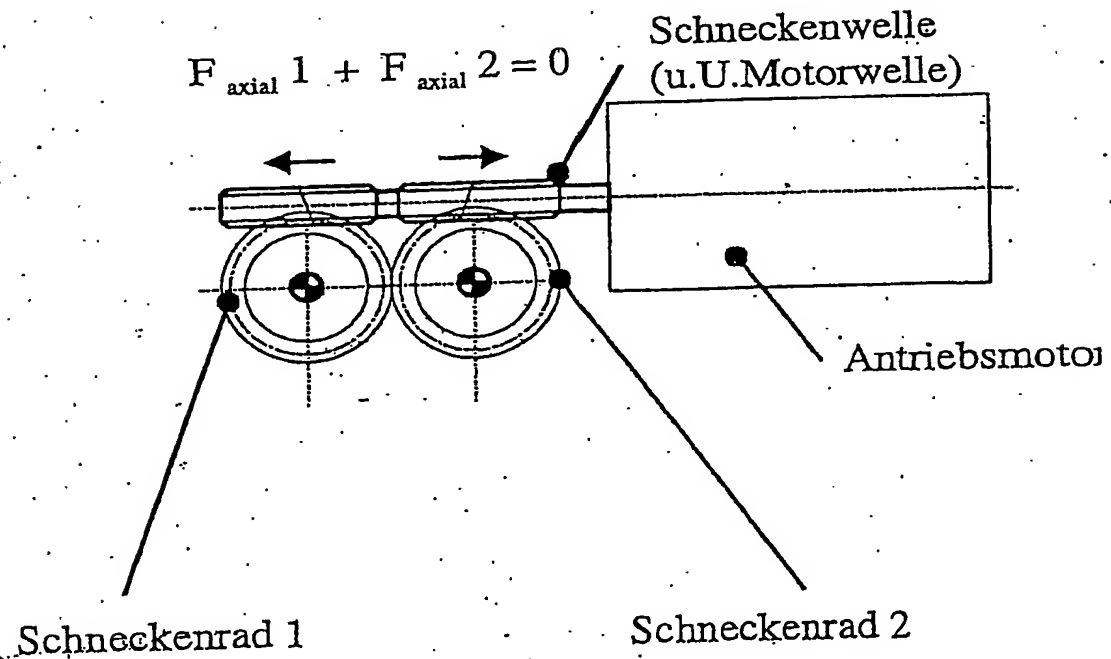


Fig. 27

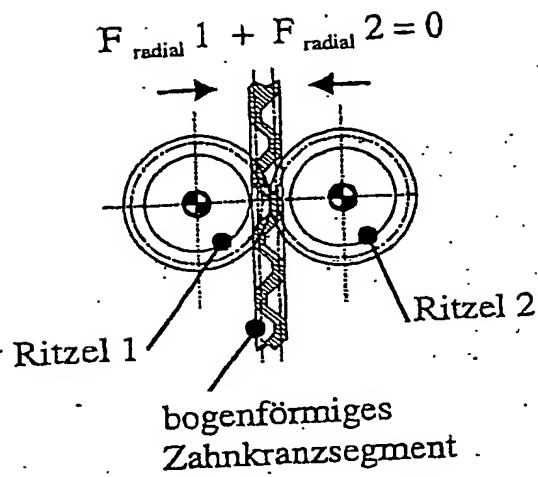


Fig. 28

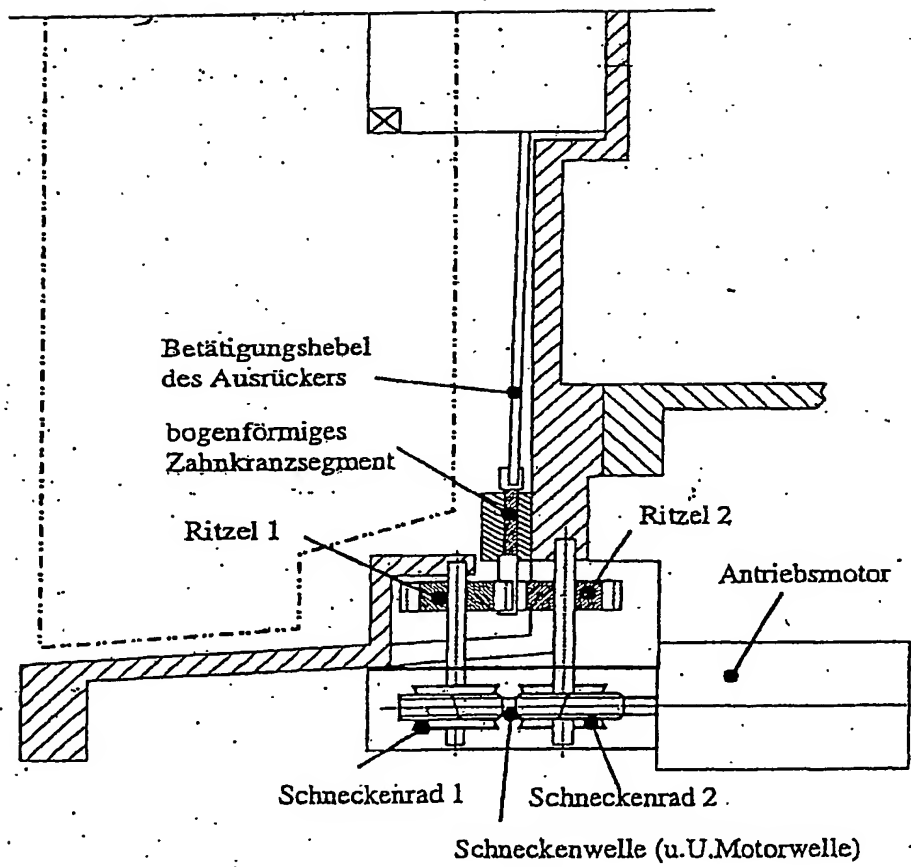


Fig. 29



Fig. 30

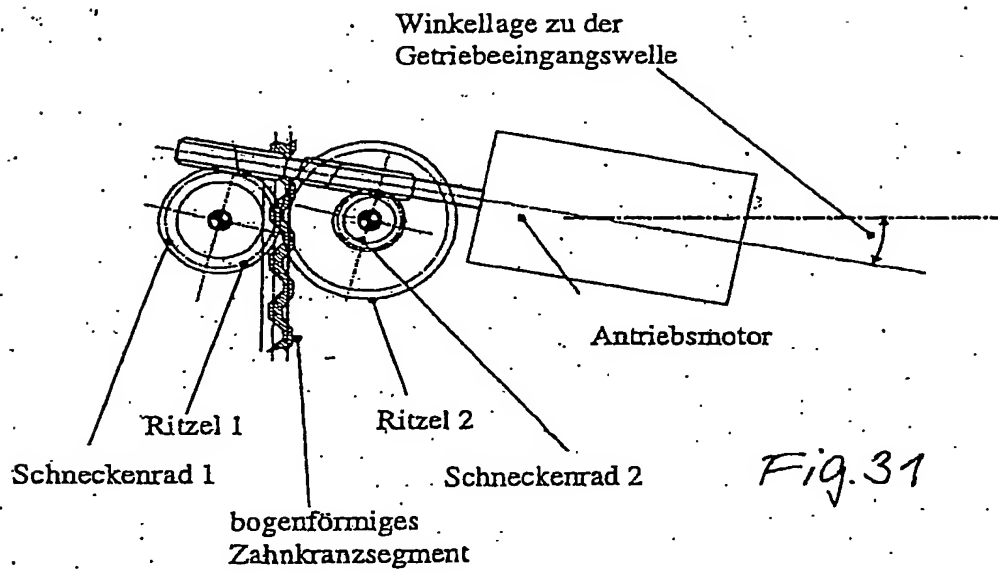
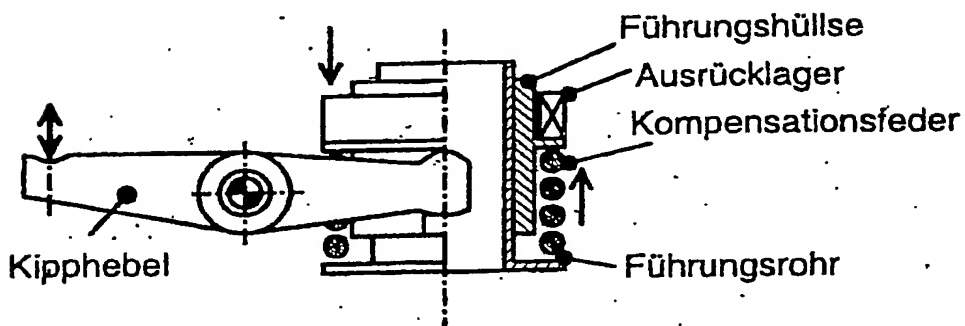


Fig. 31



Kompensationsfeder am Ausrücklager angeordnet

Fig. 35

Variante 1

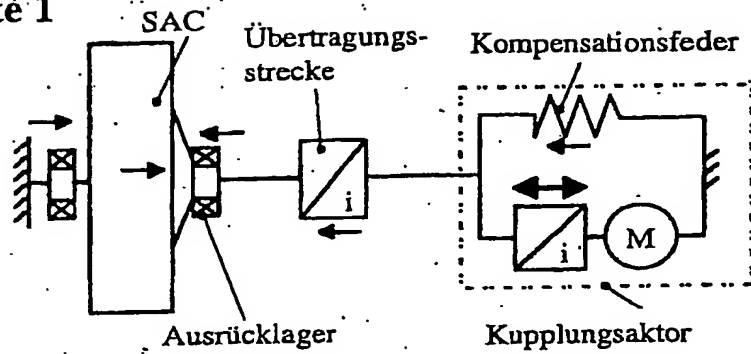


Fig. 32

Variante 2

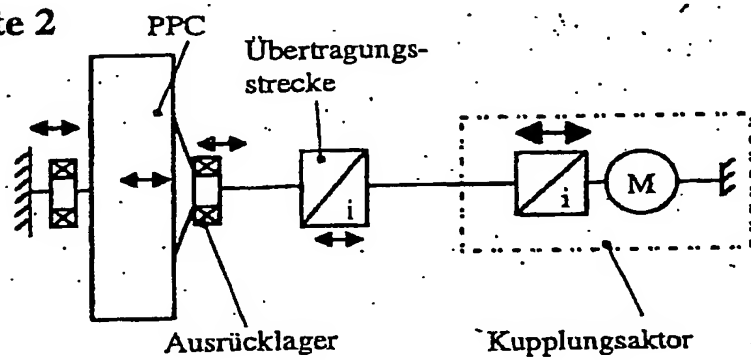


Fig. 33

Variante 3

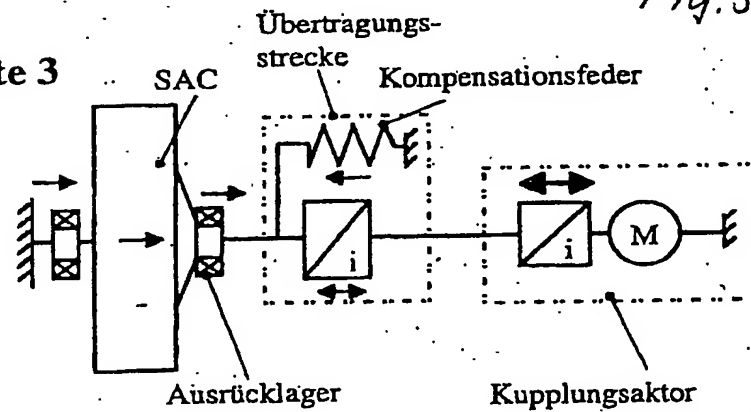
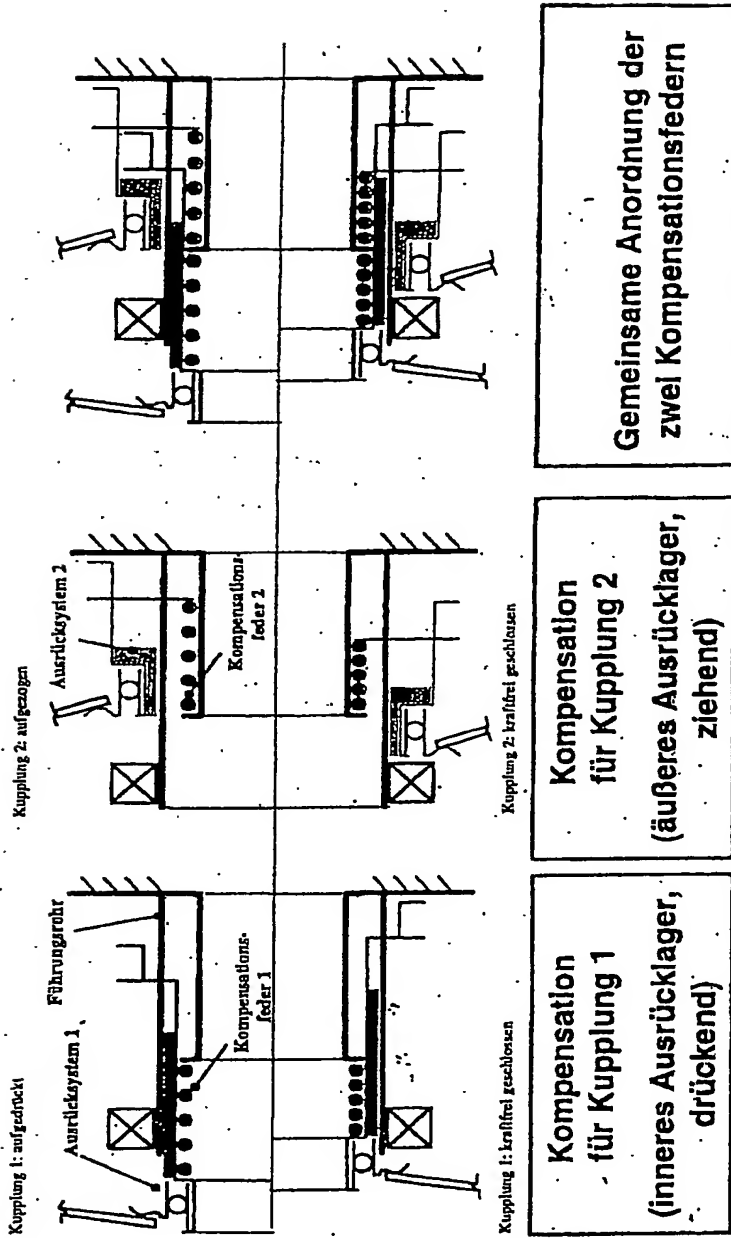


Fig. 34

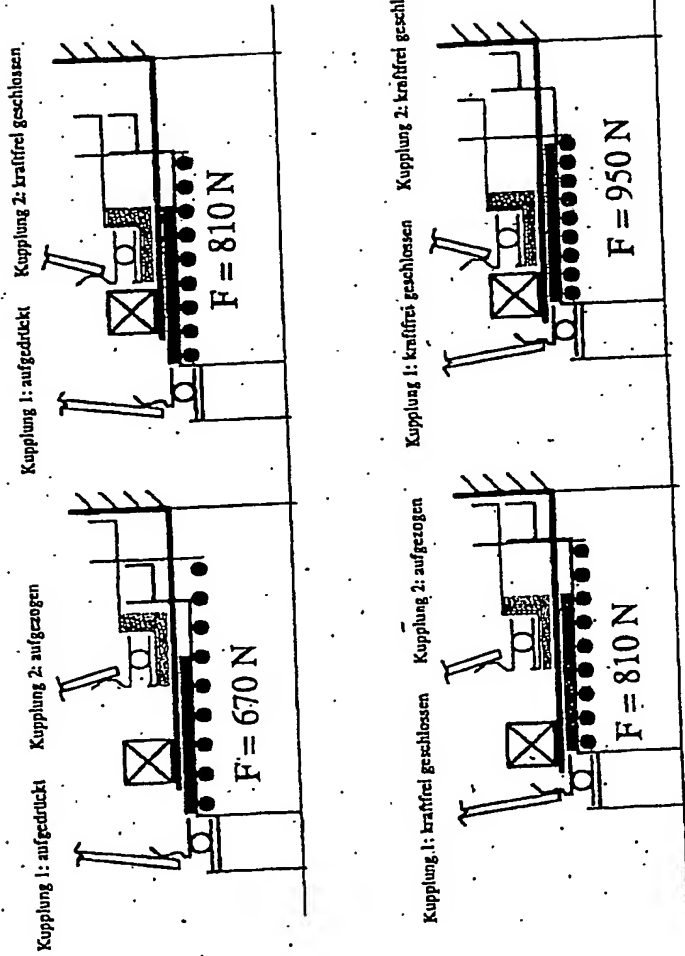
Anordnungsvarianten von Kupplung, Kompensation und Aktor

(Fig. 32-34)



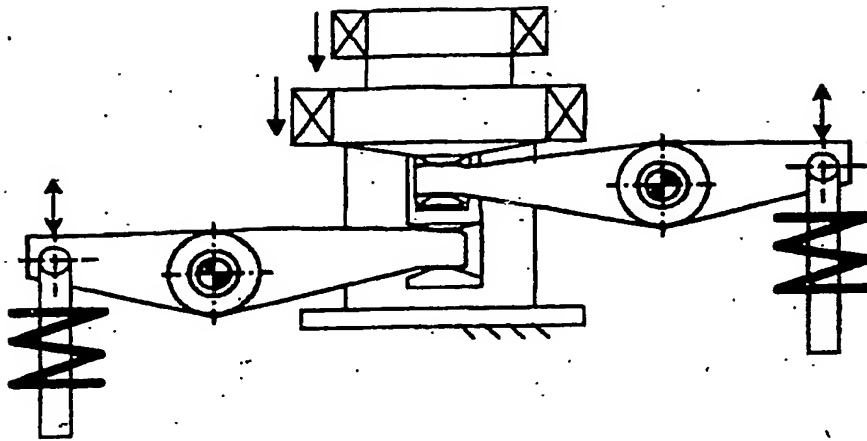
Zwei separate Kompensationsfedern an den Ausrücklagern einer Doppelkupplung

Fig. 37



Eine kombinierte Kompensationsfeder an den Ausrücklagern einer Doppelkupplung

Fig. 38



Zwei separate Kompensationsfedern an den Betätigungshebeln einer Doppelkupplung

Fig. 36

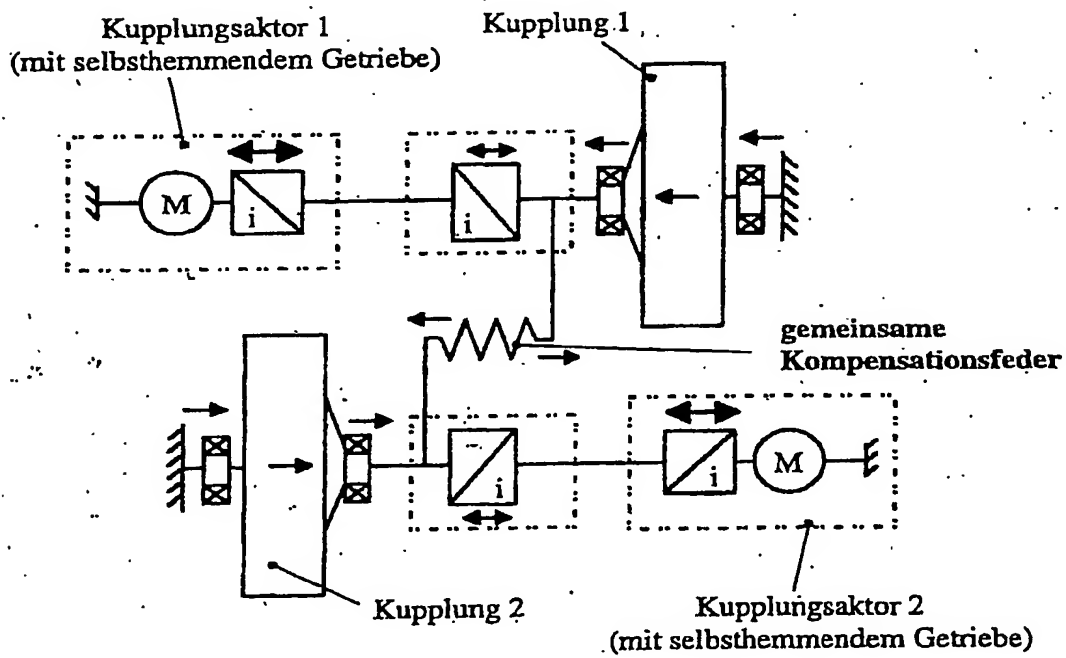
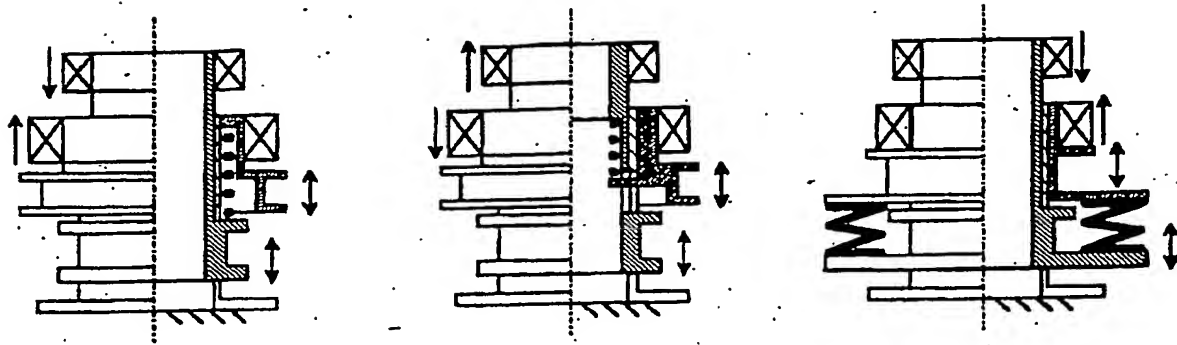


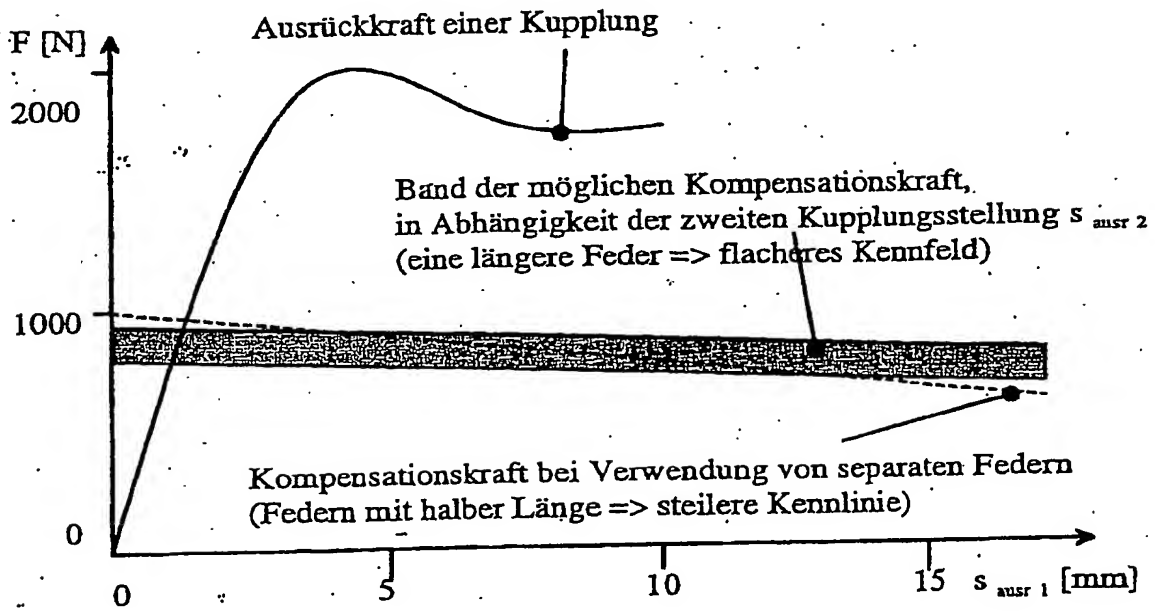
Fig. 39

Schematische Anordnung einer kombinierten Kompensationsfeder für zwei Kupplungen



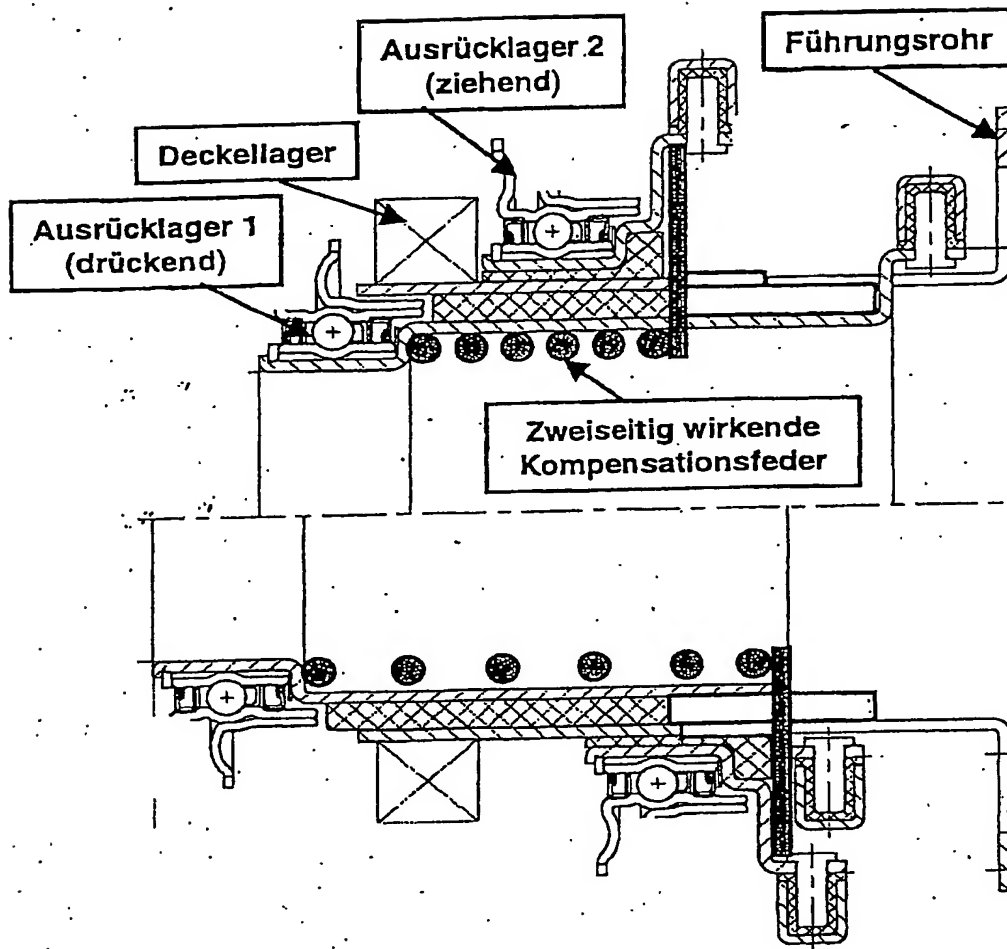
Anordnungen einer Kompensation in einem Ausrücklagersystem

Fig. 40



Kraftkennlinie der Kompensation

Fig. 42



Anordnungen einer Kompensation in einem Ausrücklagersystem

Fig. 41

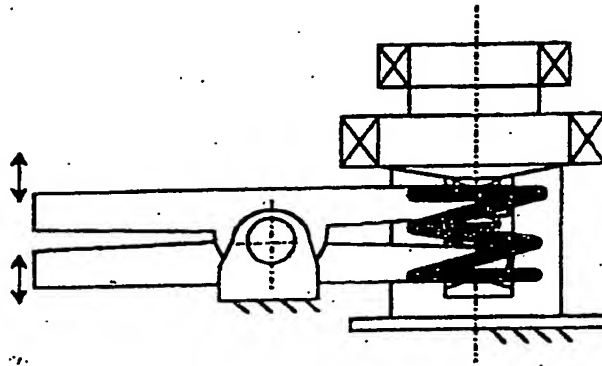


Fig. 43

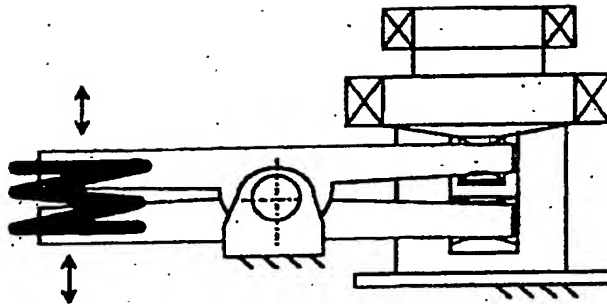


Fig. 44

Kompensationsfeder bei deckungsgleicher Anordnung der Betätigungshebel

(Fig. 43-44)

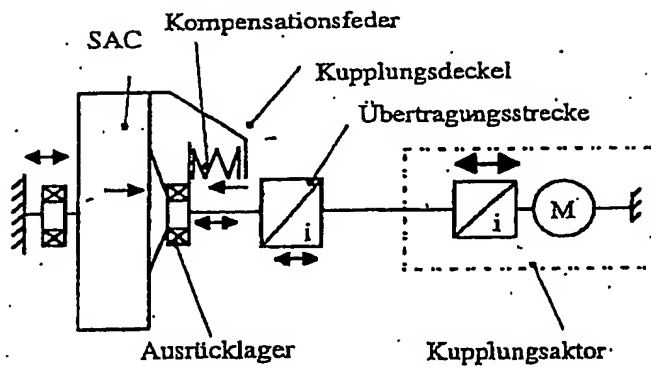


Fig. 48

Deckelfeste Kompensationsfeder

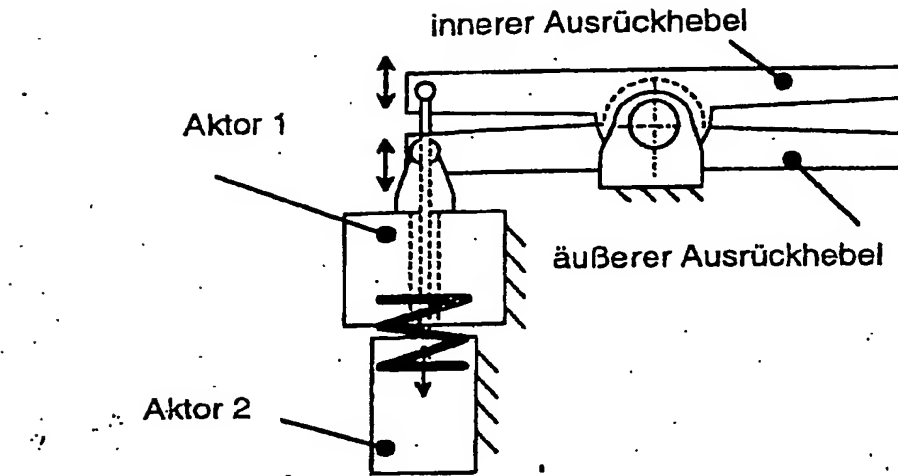


Fig. 45

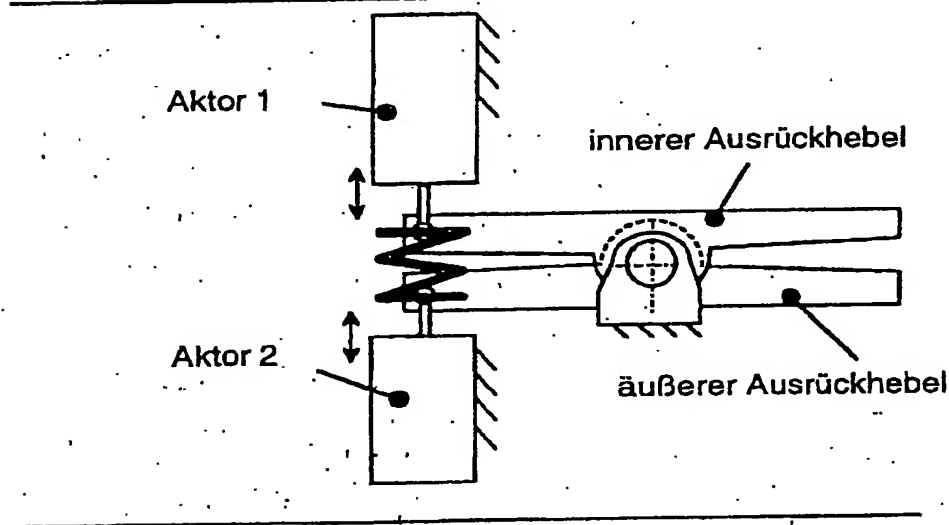


Fig. 46

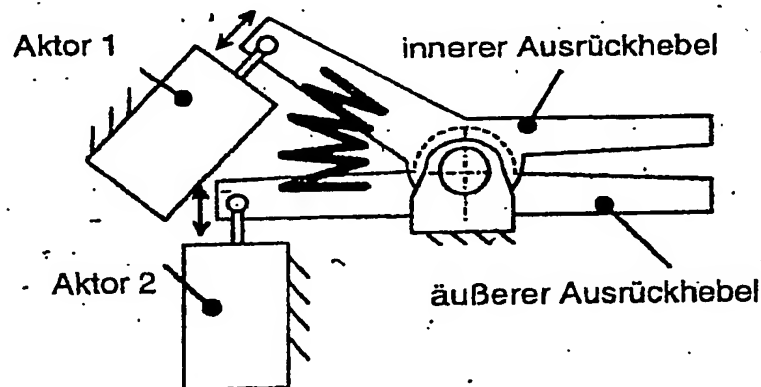
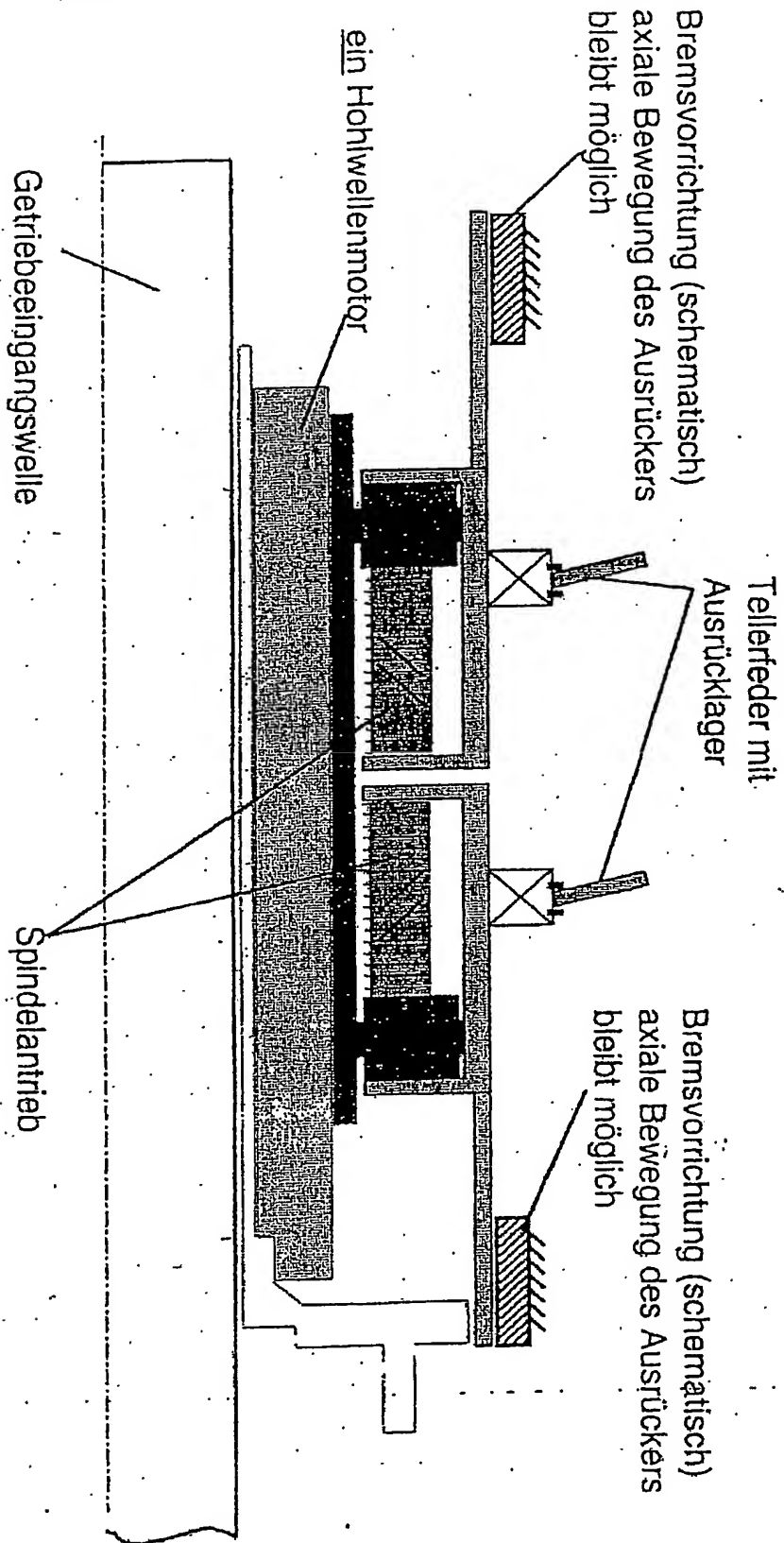


Fig. 47

Kombinierte Kompensationsfeder im Bereich der Aktorik (Fig. 45-47)



Ausrücksystem für eine Doppelkupplung (Schema)

Fig. 49

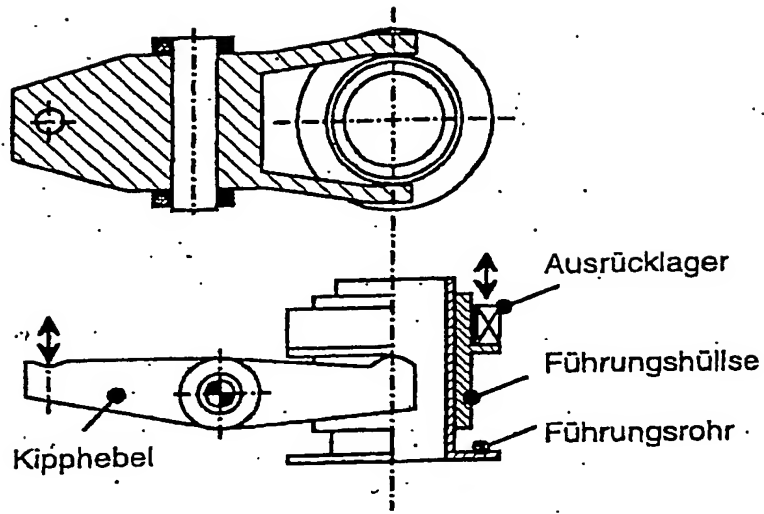


Fig. 50

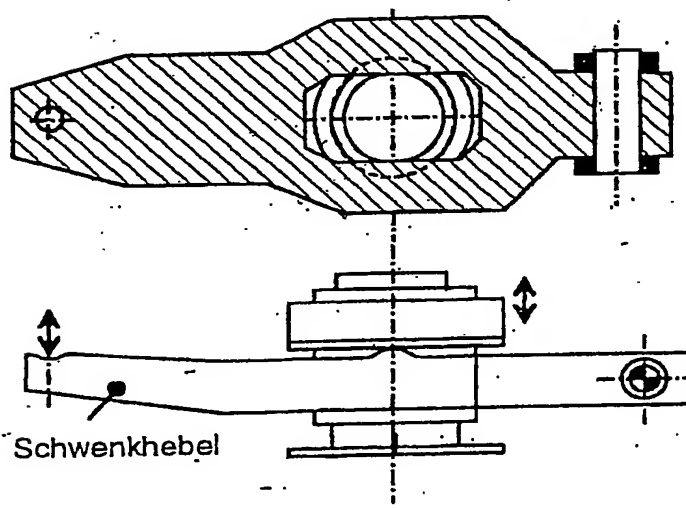


Fig. 51

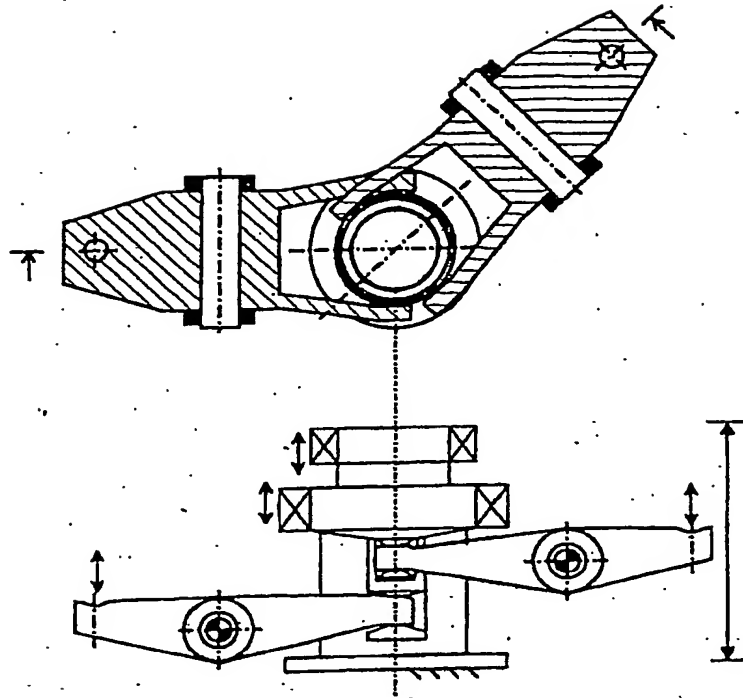


Fig. 52

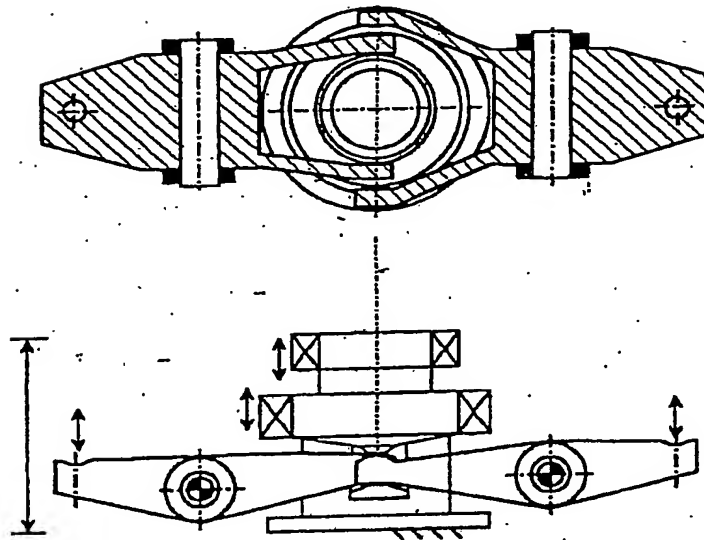


Fig. 53

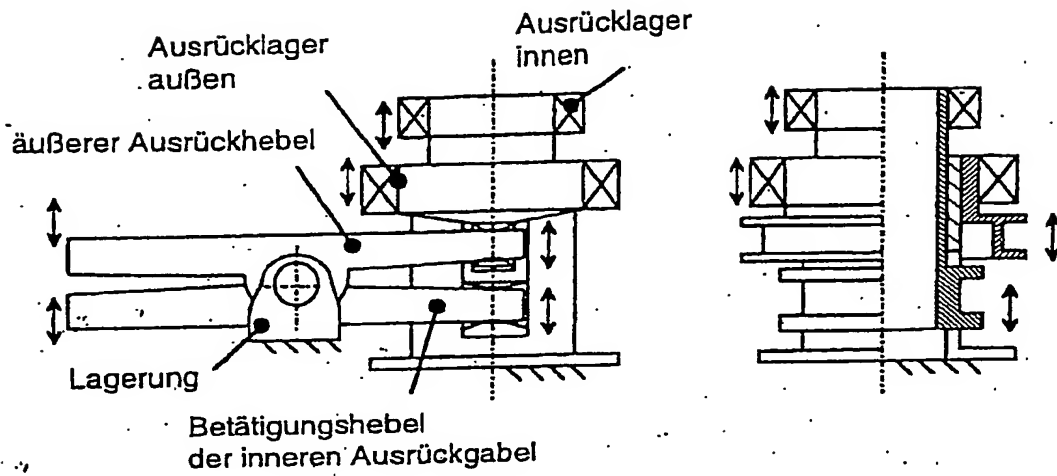


Fig. 54

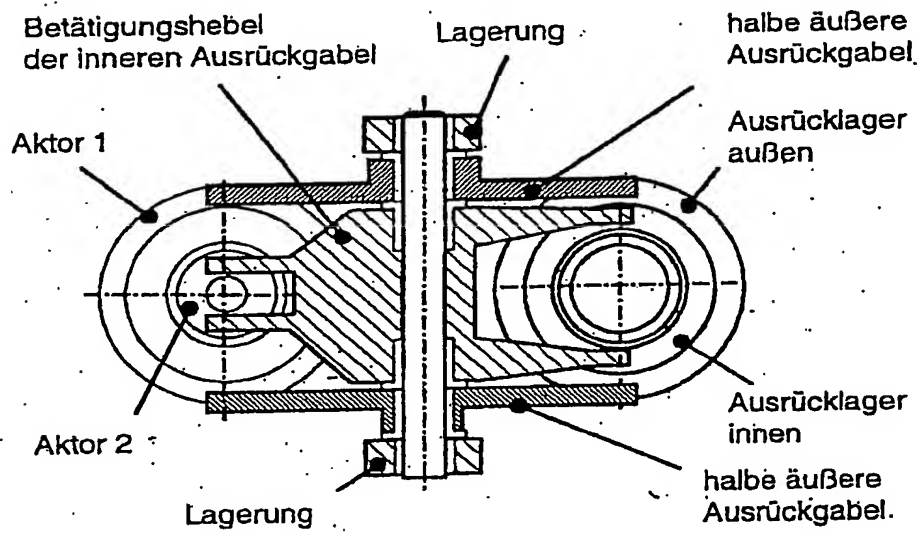


Fig. 55

Fig. 56

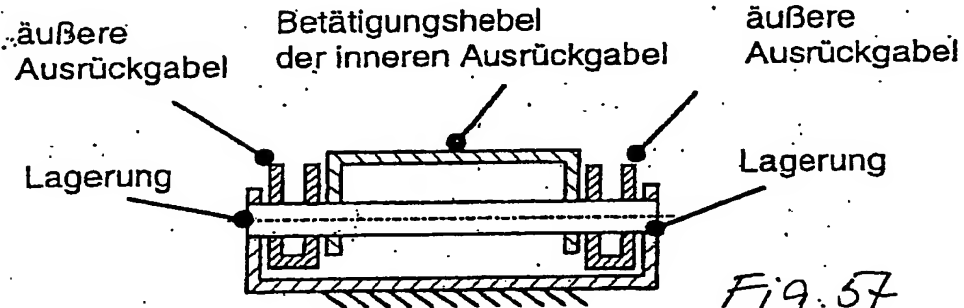
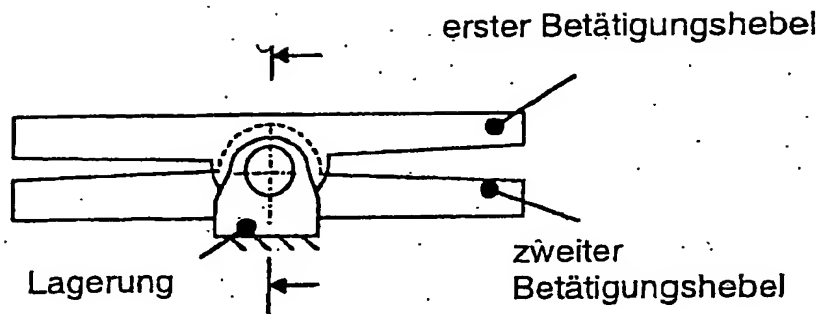


Fig. 57

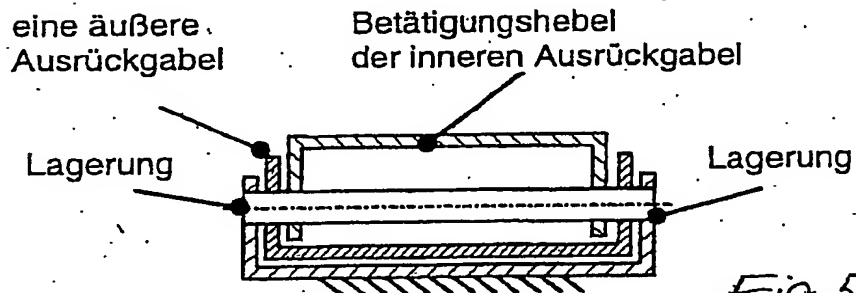


Fig. 58

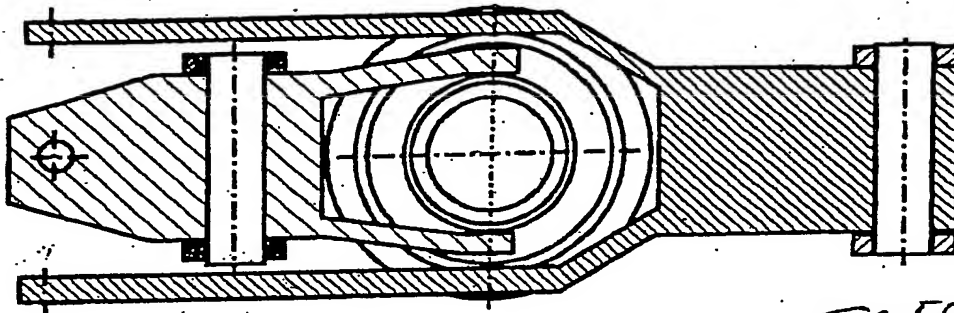


Fig. 59

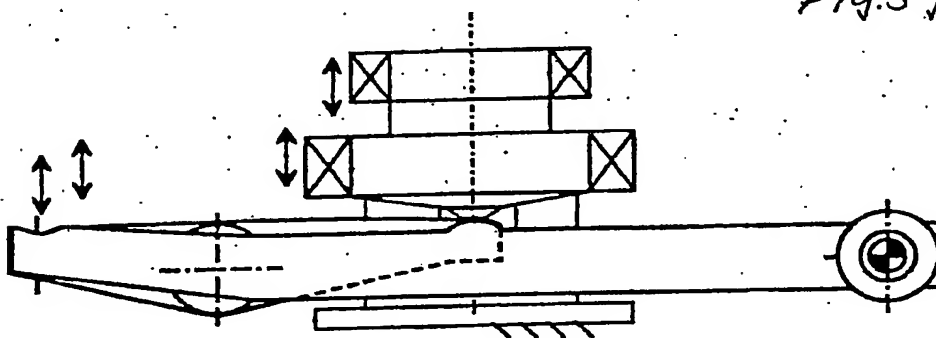


Fig. 60

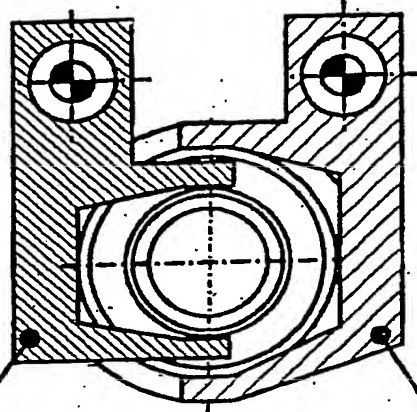
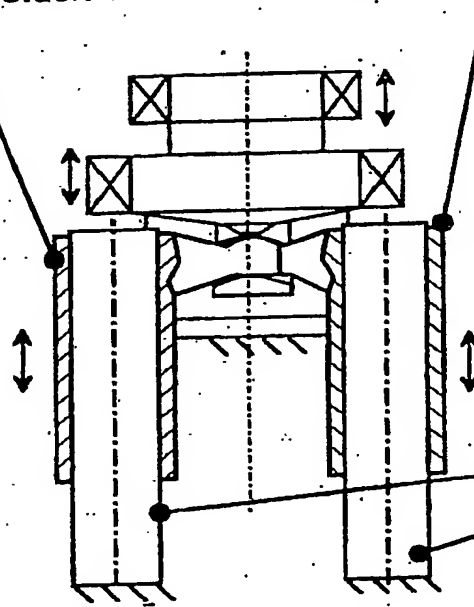


Fig. 61

Schiebestück 1

Schiebestück 2

F₁



Führungsteil

Fig. 62

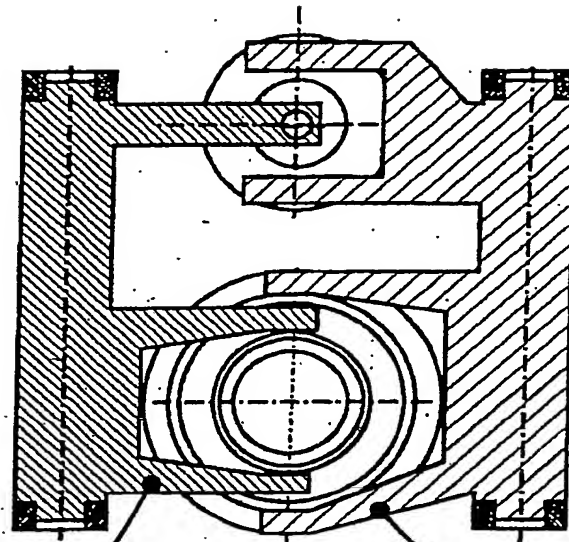


Fig. 63

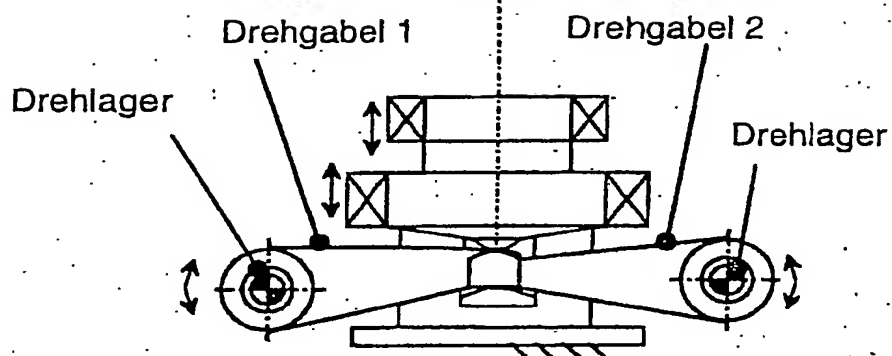


Fig. 64

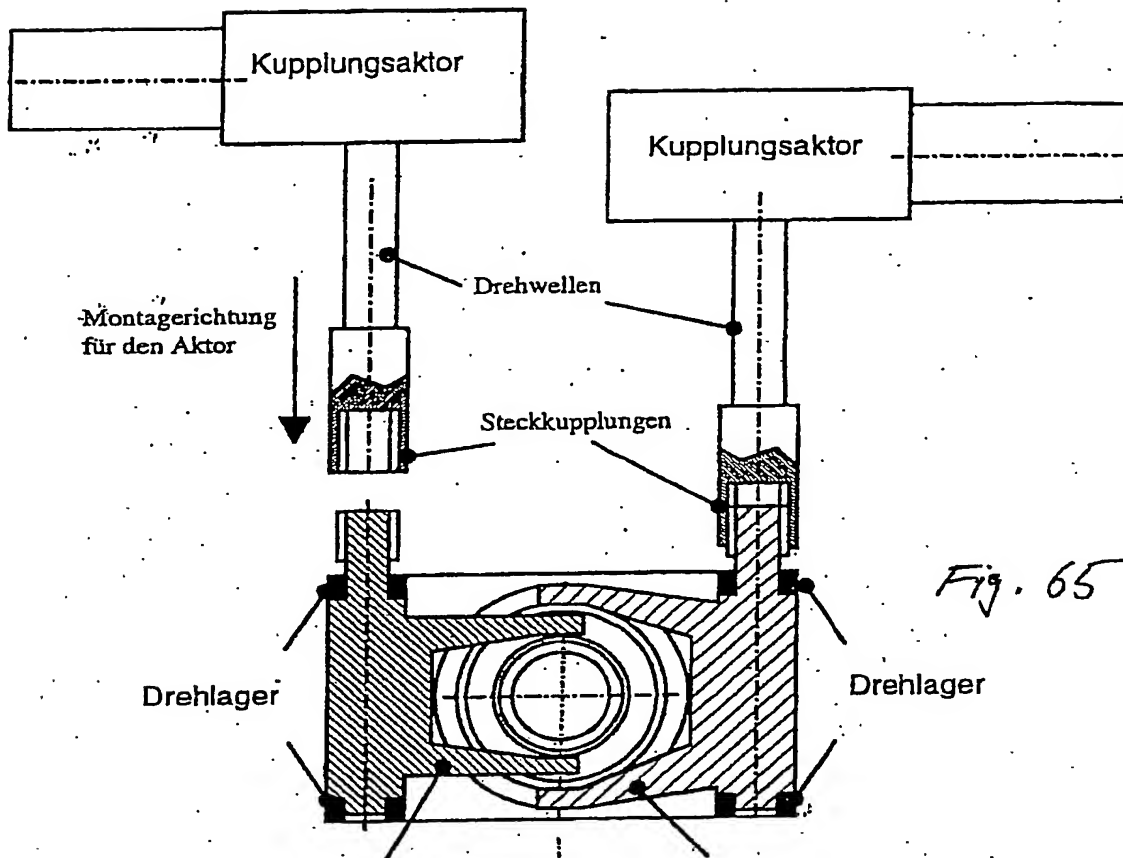


Fig. 65

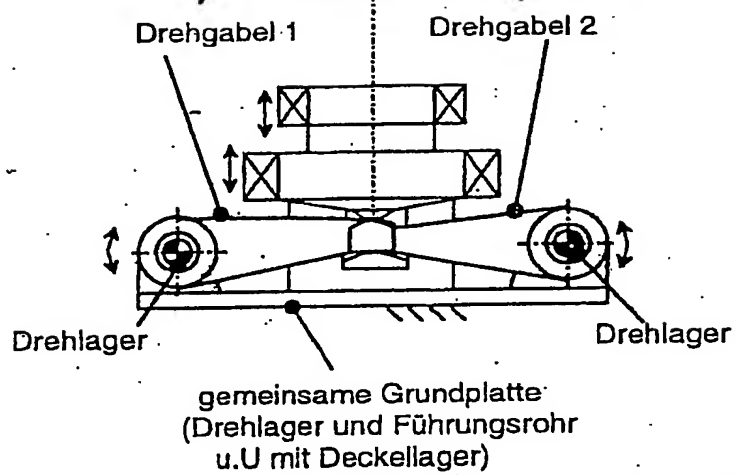
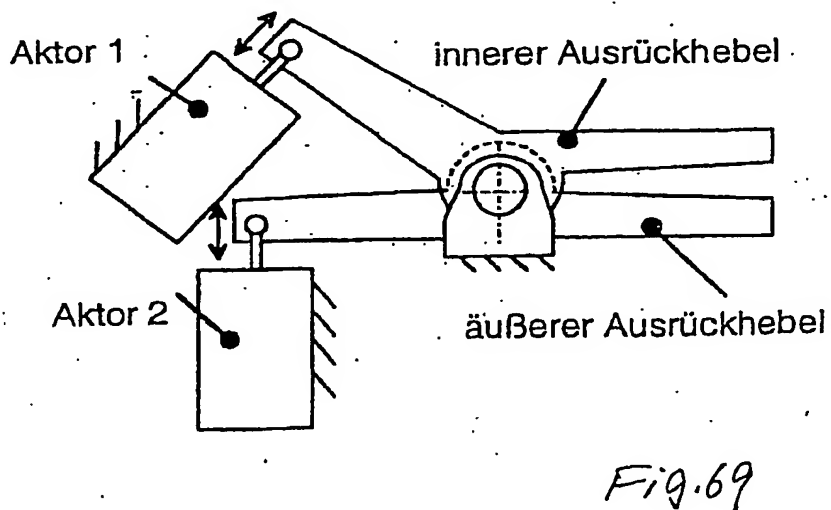
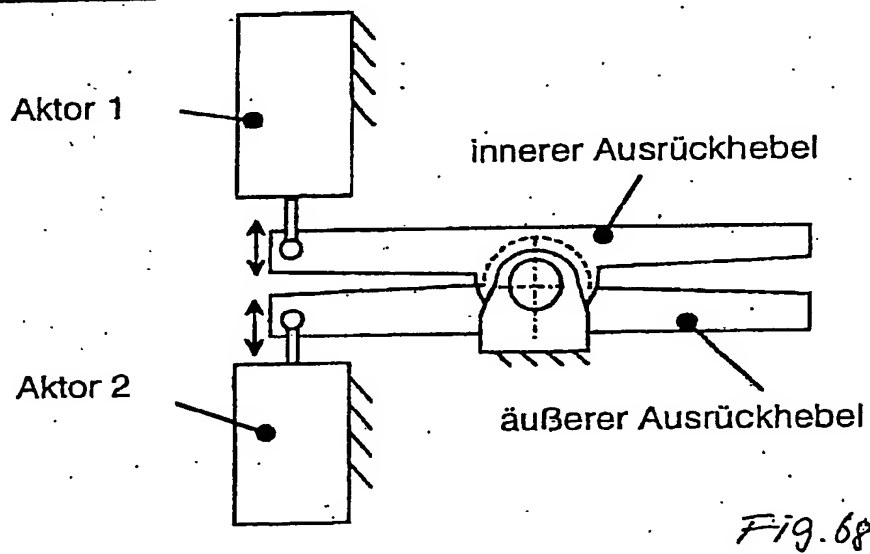
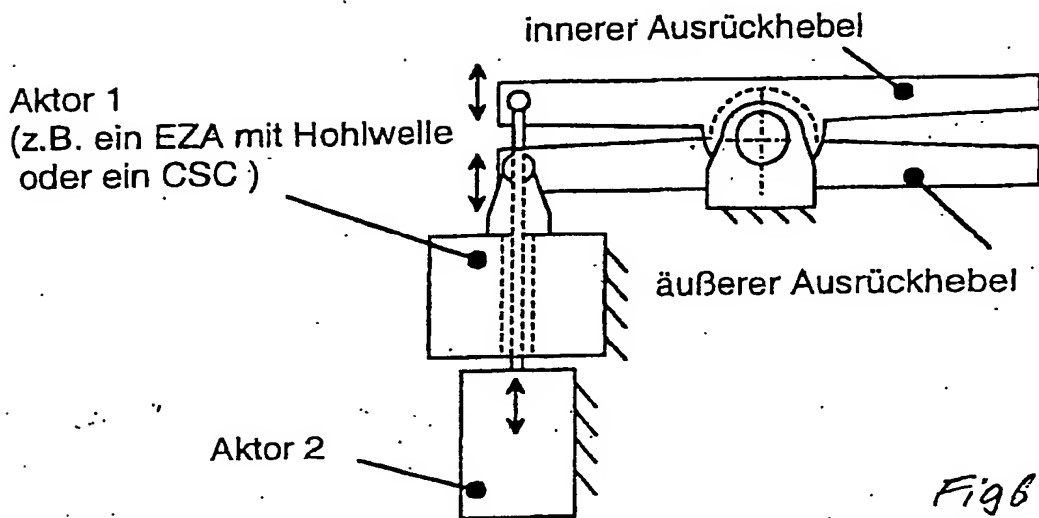


Fig. 66



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☒ **BLACK BORDERS**
- ☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☐ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☐ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☐ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☒ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.